
Diese Arbeit wurde vorgelegt am

Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR)
Institut für Solarforschung

**Entwicklung eines orts aufgelösten Simulationsmodells für
linienfokussierende Solarkraftwerke mit einphasigen
Wärmeträgermedien**

Masterarbeit

von

Lukas Jansen

Master Wirtschaftsingenieurwesen Fachrichtung Maschinenbau

RWTH Aachen

Fakultät für Maschinenwesen

Betreuer:

Dr. Ing. Jürgen Dersch

Dipl.-Ing. Dipl.-Wirt.Ing. Simon Dieckmann

Prüfer:

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Robert Pitz-Paal

Köln, November 2015

Eidesstattliche Versicherung

Name, Vorname

Ich versichere hiermit an Eides Statt, dass ich die vorliegende Masterarbeit mit dem Titel

**Entwicklung eines orts aufgelösten Simulationsmodells für
linienfokussierende Solarkraftwerke mit einphasigen
Wärmeträgermedien**

selbständig und ohne unzulässige fremde Hilfe erbracht habe. Ich habe keine anderen als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt. Für den Fall, dass die Arbeit zusätzlich auf einem Datenträger eingereicht wird, erkläre ich, dass die schriftliche und die elektronische Form vollständig übereinstimmen. Die Arbeit hat in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner Prüfungsbehörde vorgelegen.

Ort, Datum

Unterschrift

Inhaltsverzeichnis

Eidesstattliche Versicherung.....	I
Abbildungsverzeichnis.....	V
Tabellenverzeichnis.....	VII
Symbole und Abkürzungen.....	IX
Lateinische Formelzeichen	IX
Griechische Symbole	IX
Indizes	X
Abkürzungen.....	X
Kurzfassung.....	XIII
Abstract.....	XV
1 Einleitung.....	1
2 Konzentrierende solarthermische Kraftwerke	3
2.1 Linienfokussierende Systeme.....	3
2.1.1 Komponenten im Solarkollektorfeld.....	6
2.1.2 Aufbau von Parabolrinnenkraftwerken.....	9
2.1.3 Direktverdampfung.....	11
2.2 Einphasige Wärmeträgerfluide.....	13
2.2.1 Thermoöle	14
2.2.2 Salze.....	15
2.2.3 Sonstige einphasige WTF	17
2.3 Punktfokussierende Systeme.....	19
3 Ausgangsmodell und mathematische Theorie.....	23
3.1 Simulationsumgebung <i>greenius</i>	23
3.2 Berechnungsgrundlagen des Simple Models	25
3.3 Mathematische Theorie	28
3.4 KINSOL	30
4 Implementierung des neuen Modells	33
4.1 Modellierung des Solarfeldes.....	33
4.1.1 Berechnungsgrundlagen.....	34
4.1.2 Darstellung des nichtlinearen Gleichungssystems.....	37
4.1.3 Berücksichtigung des Teillastverhaltens im Powerblock	40

4.1.4	Startwerte	42
4.2	Rezirkulation und Modellierung des Fluidbuffers	44
4.3	Modellierung der Freeze protection	45
4.3.1	Variation des Massenstroms	45
4.3.2	Externe Wärmezufuhr	46
5	Validierung der Simulationsergebnisse	49
5.1	Vergleich mit bestehendem Modell (ESP vs. Simple Model)	50
5.1.1	Dowtherm A.....	50
5.1.2	Hitec Salt.....	53
5.1.3	Solar Salt.....	56
5.2	Berücksichtigung variabler Feldeintrittstemperaturen	58
5.3	Einfluss einer höheren zeitlichen Auflösung	61
5.4	Einfluss der höheren örtlichen Auflösung des Headers	65
6	Zusammenfassung und Ausblick.....	69
Anhang.....		73
Literaturverzeichnis		79

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1: <i>Darstellung eines Parabolrinnenkollektors</i> [8]	4
Abbildung 2.2: <i>Fresnel-Kollektor</i> [9]	5
Abbildung 2.3: <i>Aufbau eines Sekundärkonzentrators in Fresnel-Kraftwerken</i> [10]	5
Abbildung 2.4: <i>Aufbau eines Absorberrohres</i> [6]	7
Abbildung 2.5: <i>Kostenstruktur eines Kollektorfeldes</i> [14]	8
Abbildung 2.6: <i>Aufbau eines Parabolrinnenkraftwerks</i> [8]	9
Abbildung 2.7: <i>Kraftwerksaufbau eines Direktverdampfungssystems</i> [7]	12
Abbildung 2.8: <i>Parabolrinnenkraftwerk mit Flüssigsalz</i> [27]	16
Abbildung 2.9: <i>Demonstrationsanlage Archimede</i> [33]	17
Abbildung 2.10: <i>Schema eines Solarturmkraftwerks</i> [6]	20
Abbildung 2.11: <i>Prototyp des EuroDish</i> [8]	21
Abbildung 4.1: <i>Repräsentatives orts aufgelöstes Knotenelement</i>	34
Abbildung 4.2: <i>Temperaturabhängigkeit der Dichte von DOWTHERM A</i> (Daten aus [41])	36
Abbildung 4.3: <i>Beispielhafte Startwertprofile für Ölsysteme</i>	43
Abbildung 4.4: <i>Freeze protection in einem 2-Tank-Speicher System</i> [30]	47
Abbildung 4.5: <i>Freeze protection in einem 1-Tank-Speicher</i> [30]	47
Abbildung 5.1: <i>Temperaturverlauf im Solarfeld für verschiedene</i> <i>Wärmeträgerfluide im Vergleich (Aufheizen)</i>	52
Abbildung 5.2: <i>Thermischer Output für Dowtherm A</i>	53
Abbildung 5.3: <i>Monatlicher thermischer Output für Hitec Salt</i>	54
Abbildung 5.4: <i>Energiezufuhr für Freeze protection</i>	56
Abbildung 5.5: <i>Thermischer Output Solar Salt</i>	57
Abbildung 5.6: <i>Thermischer Output für den Standort Al Ameria an einem</i> <i>sonnenreichen Tag</i>	60
Abbildung 5.7: <i>Thermischer Output für den Standort Daggett an einem</i> <i>sonnenreichen Tag</i>	61
Abbildung 5.8: <i>Thermischer Output für konstante DNI bei einstündiger und</i> <i>10-minütiger Auflösung</i>	63
Abbildung 5.9: <i>Thermischer Output für variable DNI bei einstündiger und</i> <i>10-minütiger Auflösung</i>	63
Abbildung 5.10: <i>Temperaturprofil bei Freeze protection in 10 min-Auflösung</i>	64

Abbildung 5.11: <i>Thermischer Output für unterschiedliche Header-Auflösungen</i>	66
Abbildung 5.12: <i>Thermischer Output für unterschiedliche Header-Auflösungen bei konstanter Einstrahlung</i>	66
Abbildung 5.13: <i>Jährlich gemittelte mittlere Feldtemperaturen bei unterschiedlicher Header-Auflösung</i>	67
Abbildung 5.14: <i>Feldtemperaturen für einen Aufheizungsprozess</i>	68

Tabellenverzeichnis

Tabelle 5.1: <i>Betriebstemperaturen der betrachteten Wärmeträgerfluide</i>	50
Tabelle 5.2: <i>Vergleich der jährlichen Simulationsergebnisse mit Dowtherm A</i>	51
Tabelle 5.3: <i>Vergleich der jährlichen Simulationsergebnisse mit Hitec Salt</i>	54
Tabelle 5.4: <i>Vergleich der jährlichen Simulationsergebnisse mit Solar Salt</i>	56
Tabelle 5.5: <i>Jährliche Simulationsergebnisse mit und ohne Berücksichtigung variabler Feldeintrittstemperaturen</i>	59
Tabelle 5.6: <i>Jährliche Simulationsergebnisse für stündliche und 10-minütige Auflösung</i>	62
Tabelle 5.7: <i>Jährliche Simulationsergebnisse für je 1 und je 6 Header- Knotenelemente</i>	65

Symbole und Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen

T	Temperatur	°C oder K
Q	Wärme	Wh
h	Enthalpie	kJ/kg
c	Spezifische Wärmekapazität	J/(kg·K) oder Wh/(kg·K)
DNI	Direct Normal Irradiation	W/m ²
m	Masse	kg
V	Volumen	m ³
ρ	Dichte	kg/m ³
\dot{m}	Massenstrom	kg/s
p	Druck	bar
t	Zeit	s
$a_1 \dots a_3$	IAM-Faktoren	-
$b_0 \dots b_4$	Wärmeverlustkoeffizienten	-
n	Anzahl	-
$J(x)$	Jacobi-Matrix	-
NX	Anzahl der Feldknoten	-
N	Anzahl der Variablen/Gleichungen	-

Griechische Symbole

η	Wirkungsgrad	-
η_c	Carnot-Wirkungsgrad	-
θ	Einstrahlungswinkel	° oder rad
κ	Incident Angle Modifier	-
χ	Sauberkeitsfaktor	-
δ_k	Iterationsschrittweite	-

Indizes

<i>th</i>	thermisch
<i>el</i>	elektrisch
<i>out</i>	Austritt
<i>in</i>	Eintritt
<i>abs</i>	absorbiert
<i>loss,pipe / pipe</i>	Rohrleitungsverluste
<i>loss,heat / heat</i>	Kollektorverluste
<i>nom</i>	Nominal
<i>Freezeprot</i>	Freezeprotection
<i>Powerblock</i>	Powerblock
<i>min</i>	Minimal
<i>inlet</i>	Eintritt
<i>eff</i>	effektiv
<i>old</i>	vorheriger Zeitschritt
<i>amb</i>	Umgebung
<i>Fluid</i>	Wärmeträgerfluid
<i>Row</i>	Reihe oder Loop
<i>Col</i>	Kollektor
<i>use</i>	nutzbar
<i>opt</i>	optisch
<i>endloss</i>	Endverlust
<i>shadow</i>	Verschattung
<i>w</i>	Rohrwand

Abkürzungen

CSP	Concentrated Solar Power
kW	Kilowatt
MW	Megawatt
GW	Gigawatt
SEGS	Solar Electric Generation System
MENA	Middle East and North Africa

WTF	Wärmeträgerfluid
GFK	Glasfaserverstärkter Kunststoff
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt
DISS	DIrect Solar Steam
PSA	Plataforma Solar de Almería
SSPS	Small Solar Power System
GuD	Gas- und Dampf
DNI	Direct Normal Irradiation
GHI	Global Horizontal Irradiation
IAM	Incident Angle Modifier
SUNDIALS	SUite of Nonlinear and DIfferential/Algebraic equation solvers
ESP	Enhanced Model for Single Phase Heat Transfer Fluids
MWh	Megawattstunden
GWh	Gigawattstunden

Kurzfassung

In Hinblick auf die Energieversorgung der Zukunft gewinnen Erneuerbare Energien weltweit zunehmend an Bedeutung. Eine Möglichkeit, die Sonnenenergie mittels Strahlungskonzentration in Nutzenergie umzuwandeln, sind Parabolrinnenkraftwerke. Durch computerbasierte Simulation lassen sich solche Kraftwerke im Tool *greenius* auf technologische und wirtschaftliche Machbarkeit überprüfen. Der derzeit implementierte Ansatz für einphasige Wärmeträgerfluide führt bei höheren Systemtemperaturen, wie sie beispielsweise bei Salzsystemen (bis 550°C) auftreten, zu Berechnungsfehlern. Im Rahmen dieser Arbeit wird daher ein orts aufgelöstes Berechnungsmodell für einphasige Wärmeträgermedien in *greenius* implementiert. Darin wird neben einem Ansatz, der die Variabilität der Austrittstemperatur aus dem Powerblock in Teillast berücksichtigt, ein Erstarrungsschutz des Wärmeträgerfluides (engl. *Freeze protection*) integriert. Die Berechnung der orts aufgelösten Zustandsgrößen erfordert die Lösung eines nichtlinearen Gleichungssystems. Dazu wird auf das Softwaretool *KINSOL* zurückgegriffen, in dem das Newton-Verfahren Anwendung findet.

Durch die Implementierung des neuen Modells lassen sich die Wärmeverluste sowie der Solarfeldoutput exakter bestimmen. Die Abweichungen zu den Berechnungen mit dem bestehenden Modell steigen mit höheren Systemtemperaturen an. Bei Salzsystemen kann der Unterschied des thermischen Outputs zwischen den Modellen über 10% betragen. Die Variabilität der Austrittstemperatur aus dem Powerblock in Teillast hat einen geringen Einfluss auf den Solarfeldoutput. Weiterhin wird die Wärmemenge, die für Freeze protection aufgewendet werden muss, im nicht orts aufgelösten Modell stark unterschätzt. Eine zeitlich höhere Auflösung hat hingegen nur einen geringen Einfluss auf die jährlichen Simulationsergebnisse.

Abstract

Regarding the energy supply system of the future renewable energies gain increasingly importance. One possibility to convert solar energy into usable energy by concentrating solar irradiation is the technology of parabolic trough power plants. Through computer-based simulation the technological and economic feasibility of such plants can be assessed in the simulation tool *greenius*. For plants with high system temperatures (e.g. in salt systems: 550°C) the currently implemented approach for single phase heat transfer fluids lead to calculation errors by using an average solar field temperature.

In this thesis a space-resolved calculation model for single phase heat transfer media is implemented in *greenius*. The model integrates an approach that includes the variability of the outlet temperature from the power block in partial load. Furthermore a freeze protection is added, which takes the low freezing points of molten salt into account.

For the calculations of the space resolved state variables the solution of a nonlinear equation system is required. Therefore the software tool *KINSOL* is applied which uses a Newton-algorithm.

By using the new model heat losses and thermal outputs of the solar field can be calculated more accurately. The deviation in the yearly simulation results between the space-resolved model and the existing model increase with the system temperature. The difference in the thermal solar field output can be up to 10% for molten salt systems. The variability of the power block outlet temperature in part load has no significant impact on the thermal output. Moreover, the heat amount for freeze protection is essentially underestimated in the non-space-resolved model. However, the impact of a higher time resolution of the simulations is marginal.

1 Einleitung

Die Energieversorgung der Zukunft stellt eine große globale Herausforderung der heutigen Gesellschaft dar. Die wachsende Bevölkerungszahl, ein pro Kopf steigender Energieverbrauch bei immer größer werdender Knappheit fossiler Brennstoffe sowie die schwer abschätzbaren Folgen des erhöhten CO₂-Ausstoßes auf unser Klima haben den Fokus auf die Nutzung Regenerativer Energien erhöht. Auch die Energieversorgung in Deutschland hat sich in den vergangenen Jahren einem starken Wandel unterzogen. Mit dem Zweck, die CO₂-Emissionen zu reduzieren, hat die deutsche Bundesregierung das Ziel ausgegeben, den Anteil Erneuerbarer Energien in der nationalen Stromerzeugung auf 35% im Jahre 2020 und auf 80% in 2050 zu erhöhen [1].

Der Solarenergie wird im Rahmen dieser Vorgaben ein hohes Potenzial eingeräumt. Dabei spielen neben den in Deutschland weit verbreiteten Photovoltaikanlagen international gesehen solarthermische Kraftwerke eine entscheidende Rolle. Der Bau und der Betrieb solcher Anlagen hängen im Wesentlichen von technologischen und wirtschaftlichen Entscheidungsparametern sowie von örtlichen und politischen Rahmenbedingungen ab. Diese in einem realitätsnahen Modell abzubilden, ist Ziel bei der Entwicklung der Simulationsumgebung *greenius*.

Zwei Drittel aller solarthermischen Kraftwerke in Betrieb basieren derzeit auf linienfokussierenden Technologien, vorwiegend Parabolrinnentechnologie. Während aktuell die Betriebstemperaturen solcher Anlagen aufgrund chemischer Stabilitätsgrenzen des eingesetzten Wärmeträgerfluids (meistens Thermoöle) auf ca. 400°C begrenzt sind, gehen Forschungs- und Entwicklungsanstrengungen hin zu höheren Feldaustrittstemperaturen. Dies ist durch Einsatz anderer Wärmeträgermedien, wie z.B. Flüssigsalzen, möglich. Mit höheren Betriebstemperaturen werden nicht-lineare Effekte bei der Berechnung der im Solarfeld auftretenden Zustandsgrößen relevant, welche durch das aktuell verwendete Modell in *greenius* nicht abgebildet werden können.

In dieser Arbeit wird ein orts aufgelöstes Berechnungsmodell für einphasige Wärmeträgermedien in *greenius* implementiert, welches die Größen im Solarfeld auch unter Berücksichtigung höherer Betriebstemperaturen valide abbildet. Auf Basis eines am DLR entwickelten orts aufgelösten Modells für Direktverdampfung werden die Berechnungsfunktionen entsprechend auf einphasige Wärmeträgermedien angepasst und

erweitert. Ein besonderes Hauptaugenmerk liegt auf der Implementierung des für die Berechnung der orts aufgelösten Größen notwendigen Lölers für das entstehende nichtlineare Gleichungssystem. Im Vergleich zum bestehenden Modell für einphasige Medien soll weiterhin die Variabilität der Solarfeld-Eintrittstemperatur im Teillastbetrieb berücksichtigt werden. Aufgrund der Reduzierung des Massenstroms in Teillast sinkt die Temperatur des Fluids, das aus dem Powerblock austritt, da dieser entsprechend der Nominalleistung ausgelegt ist. Das abgekühlte Fluid wird zurück in das Solarfeld geführt. Darüber hinaus wird im neuen Modell eine sogenannte *freeze protection* integriert, welche Erstarrungsprozesse des Fluids aufgrund niedriger Außentemperaturen verhindert und die dafür notwendige zuzuführende Energiemenge bestimmt.

Der aktuelle Stand der Technik von solarthermischen Kraftwerken wird in Kapitel 2 beschrieben. Dabei wird insbesondere auf Vor- und Nachteile verschiedener Wärmeträgerfluide eingegangen. Eine Darstellung der Berechnungsgrundlagen der derzeitigen Implementierung in *greenius* erfolgt in Kapitel 3. Es werden sowohl erste Modellansätze des neuen Modells dargestellt als auch die zur Lösung des nichtlinearen Gleichungssystems notwendige mathematische Theorie erläutert. Weiterhin wird in Kapitel 4 das neu implementierte Modell detailliert beschrieben.

Schließlich werden in Kapitel 5 die Simulationsergebnisse validiert und ein quantitativer Vergleich zwischen dem neuen Modell und der derzeitigen Implementierung durchgeführt. Anhand dessen sollen in Kapitel 6 die Ergebnisse zusammengefasst und ein Ausblick für weitere Untersuchungsansätze gegeben werden.

2 Konzentrierende solarthermische Kraftwerke

Grundidee bei konzentrierenden solarthermischen Anwendungen ist es, die auf eine Aperturfläche einfallende Strahlungsenergie der Sonne auf einen Punkt (punktfokussierende Systeme) bzw. entlang einer Linie (linienfokussierende Systeme) zu bündeln. Durch die Konzentration des Sonnenlichtes lassen sich z.T. hohe Temperaturen generieren. Die Wärme wird primär in Anwendungen zur Stromerzeugung, sekundär auch in Prozesswärmeanwendungen eingesetzt.

Die derzeit installierte Leistung solarthermischer Kraftwerke betrug in 2014 weltweit ca. 5 GW [2]. Der überwiegende Teil der in Betrieb genommenen Kraftwerke befindet sich in Spanien und den USA. Wachstumsmärkte sind China, Indien, Chile, Südafrika und vereinzelt Nordafrika [3]. Insbesondere letztgenannte werden im Rahmen der Diskussion zur künftigen Energieversorgung Europas mit einem hohen Anteil an Erneuerbaren Energien als wichtige Kooperationsländer genannt [4]. Grund dafür ist, dass die solare Einstrahlung in der MENA¹-Region deutlich über der in Nordeuropa liegt, wodurch dort installierte Kraftwerke wirtschaftlicher betrieben werden können. Großangelegte Projekte wie DESERTEC [5] mit dem Ziel, das europäische Stromnetz mit dem in Nordafrika zu koppeln und dort CSP-Projekte zu fördern, wurden in den vergangenen Jahren diskutiert, die technische Umsetzung blieb jedoch bislang aus. Neben politischen Instabilitäten in mehreren nordafrikanischen Ländern verhindern insbesondere die noch hohen Stromgestehungskosten sowie die ungeklärte Problematik des Stromtransports über weite Strecken die Realisierung solcher Projektideen.

Um die Konkurrenzfähigkeit solarthermischer Anwendungen zu erhöhen, wird der Forschung in diesem Bereich auch in Europa und insbesondere Deutschland ein hoher Stellenwert beigemessen. Die technologischen Alternativen und neuere Forschungsansätze sollen in diesem Kapitel beschrieben und diskutiert werden.

2.1 Linienfokussierende Systeme

Die am weitesten verbreitete Technologie im Bereich der linienfokussierenden solarthermischen Anlagen ist die der *Parabolrinnenkollektoren*. Das erste kommerzielle

¹ Middle East & North Africa

Kraftwerk weltweit wurde bereits im Jahre 1984 in Kalifornien (USA) in Betrieb genommen. Dieses verfügt über eine gesamte Kollektorfläche von ca. 80.000 m² bei einer Generatorleistung von 14 MW_{el} [6]. Das sogenannte SEGS²-Kraftwerk wurde bis in die Anfänge der 90er Jahre erweitert und verfügt mit der 9. Erweiterung nunmehr über eine Gesamtleistung von 354 MW_{el} [7]. Seit dem Jahr 2007 sind weltweit mehrere Parabolrinnenkraftwerke installiert worden. Die weltweit akkumulierte Leistung aller Parabolrinnenkraftwerke betrug im Jahre 2014 ca. 4 GW_{el}, sodass die Technologie heutzutage als praxiserprobt einzustufen ist [2]. Durchschnittliche Turbinenleistungen bewegen sich zwischen 50 und 120 MW. Als Wärmeträgerfluid wird vorwiegend Thermoöl verwendet [8].

Der Name dieser Technologie leitet sich aus der Geometrie des Spiegels (auch: Reflektor) ab. Dieser ist parabelförmig geformt, sodass die parallel eintretende Sonnenstrahlung³ auf einem Rohr mit fester Brennweite fokussiert und gebündelt wird. Eine beispielhafte Geometrie ist Abbildung 2.1 zu entnehmen. Eine detaillierte Beschreibung der einzelnen Komponenten in einem Parabolrinnenkraftwerk erfolgt in Kapitel 2.1.1.

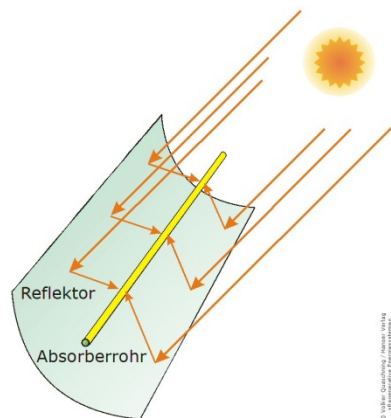


Abbildung 2.1: Darstellung eines Parabolrinnenkollektors [8]

Eine Alternative zu Parabolrinnenkollektoren stellen so genannte *Fresnel-Kollektoren* dar (s. Abbildung 2.2). Bei dieser technologischen Variante sind die Spiegel nicht parabelförmig geformt, sondern bestehen aus mehreren planar geformten parallelen Spiegelstreifen. Dies stellt einen entscheidenden Vorteil im Herstellungsprozess und

² SEGS (Solar Electric Generation System)

³ DNI (Direct Normal Irradiation)

dadurch in Hinblick auf die Investitionskosten dar. Die Spiegel werden parallel angeordnet und einzeln der Sonne nachgeführt, um eine möglichst hohe Konzentration zu gewährleisten. Geringere Windlasten und kleinere Antriebsdrehmomente bewirken eine kleinere Dimensionierung der Trägerkonstruktion (siehe auch Kapitel 2.1.1).



Abbildung 2.2: *Fresnel-Kollektor [9]*

Bei Fresnel-Kollektoren ergeben sich gegenüber Parabolrinnenkollektoren zusätzliche Herausforderungen hinsichtlich der Fokussierung der einfallenden Sonnenstrahlung und der erhöhten optischen Verluste [10]. Um die von den Spiegeln reflektierte Sonnenstrahlung möglichst gut auf den Absorber zu fokussieren, werden bei Fresnel-Kollektoren vorwiegend Sekundärkonzentratoren verwendet (s. Abbildung 2.3). Die Unterseite ist mit einer Schutzglasschicht versehen, die obere Seite wird zur Reduzierung der Wärmeverluste isoliert. Konvektive Verluste zwischen Absorber und der Hülle des Sekundärkonzentrators sind durch die Anwesenheit von Luft unvermeidbar.

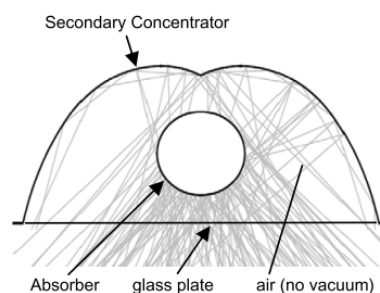


Abbildung 2.3: *Aufbau eines Sekundärkonzentrators in Fresnel-Kraftwerken [10]*

Vorwiegend wird als Wärmeträgermedium Wasser eingesetzt, welches durch die Energieaufnahme aus der Strahlungsenergie im Absorberrohr verdampft und ggfs.

überhitzt wird. Eines der ersten kommerziellen Fresnel-Kraftwerke (Puerto Errado 1) wurde im Jahre 2009 in Spanien errichtet. Dort wird Sattedampf von 270°C und 55 bar erzeugt, welcher in eine elektrische Leistung von 1,4 MW umgewandelt wird. Seitdem wurden einige weitere Solarkraftwerke mit Fresnel-Kollektoren im ein- bis zweistelligen MW-Bereich in Betrieb genommen [11].

2.1.1 Komponenten im Solarkollektorfeld

Um hinreichend hohe Temperaturen zu erzielen, werden mehrere Solarkollektoren zu einem Solarkollektorfeld angeordnet. Die einzelnen Komponenten und Forschungsansätze werden im folgenden Kapitel dargestellt. Es wird einschränkend auf die Komponenten in Parabolrinnenkraftwerken eingegangen, die meisten Ansätze sind jedoch auch auf Fresnel-Kollektoren übertragbar.

Die wesentlichen Komponenten in einem Solarkollektorfeld sind

- Kollektor/Reflektor/Spiegel,
- Absorber,
- Trägerkonstruktion,
- Wärmeträgerfluid.

Da das gewählte Wärmeträgerfluid in dieser Arbeit einen entscheidenden Fokus darstellt, wird hierauf in einem gesonderten Kapitel 2.1.2 näher eingegangen.

Der *Kollektorspiegel* besteht aus mehreren funktionalen Materialschichten. Eine oberflächennahe Silberschicht sorgt für eine möglichst hohe Reflexion der Solarstrahlung. Die darunter liegenden Sicherheitsschichten sorgen für hinreichende mechanische und thermische Stabilitätseigenschaften. Eine äußere Glasschicht dient als Schutzschicht vor Außeneinflüssen unter Gewährleistung von möglichst hohen Transmissionswerten [12]. Eine hohe Fertigungsgenauigkeit der Spiegel ist von entscheidender Bedeutung für den wirtschaftlichen Betrieb eines Parabolrinnenkraftwerkes. Im Betrieb muss weiterhin auf eine regelmäßige Säuberung der Glasschicht geachtet werden, um Reflexionsverlusten durch Verschmutzung vorzubeugen [8].

Die Strahlung wird auf den *Absorber* fokussiert. Bei linienfokussierenden Systemen handelt es sich bei diesem Bauteil um ein rein metallisches Rohr, das die Wärme aufnimmt und auf das durchfließende Fluid überträgt. Dabei sind je nach Arbeitsmedium und erzielbaren Temperaturen unterschiedliche Metallverbindungen vorstellbar. Derzeit

wird überwiegend Stahl eingesetzt. Weiterhin werden die Absorberrohre mit einer selektiven Beschichtung versehen. Diese besteht aus einer metallischen, einer metallisch-keramischen und einer Antireflexionsschicht und ermöglicht es, einen hohen Anteil der elektromagnetischen Strahlung im Frequenzbereich der Sonnenstrahlung zu absorbieren und gleichzeitig möglichst wenig Wärmestrahlung im Wellenlängenbereich der Absorbertemperaturen (ca. 400°C bei Ölen als WTF) abzugeben. Dadurch lassen sich die Wärmestrahlungsverluste deutlich verringern [7]. Um konvektive Wärmeverluste zu reduzieren, wird das Absorberrohr mit einem gläsernen Hüllrohr versehen und der Zwischenbereich evakuiert [13]. Durch die hohen Temperaturen im Solarfeld kann es beim Arbeitsfluid zu Zersetzungsprozessen kommen. Aus den Verbindungen gelöste Wasserstoffmoleküle können durch das Absorberrohr in das Vakuum hineindiffundieren. Um den Einfluss dieser Stoffteilchen im Vakuum zu reduzieren, werden sogenannte *Getter* eingesetzt, die die Moleküle aufnehmen und so den konvektiven Wärmeübergang zwischen Absorberrohr und Umgebungsluft verhindern. Darüber hinaus muss das Absorberrohr an seinen Enden mit einem Faltenbalg versehen werden, um die Längenausdehnung aufgrund der starken Temperaturveränderungen des Metalls auszugleichen [12].

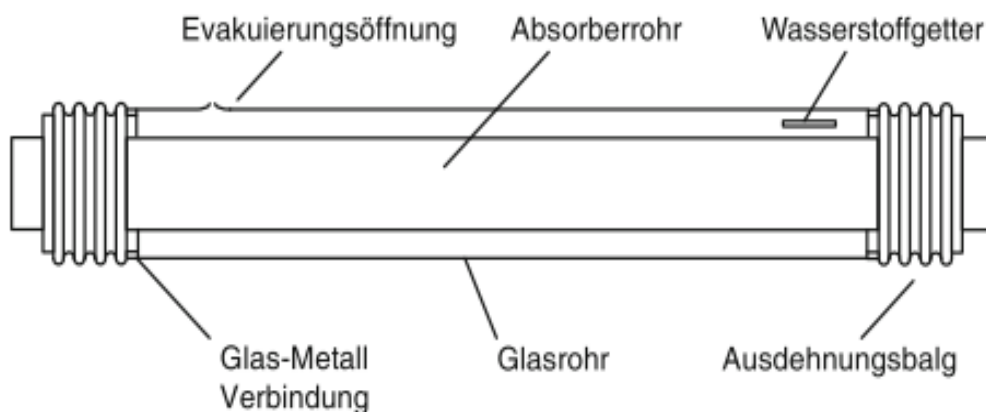


Abbildung 2.4: Aufbau eines Absorberrohres [6]

Die Spiegel sind auf einer *Trägerkonstruktion* montiert. Für diese werden heutzutage fast ausschließlich Stahlkonstruktionen mit Aluminium- oder GFK-Verstärkung verwendet. Dies liegt darin begründet, dass diese Werkstoffe sehr gut zur Aufnahme von Biege- und Torsionsmomente geeignet sind. Insbesondere das Eigengewicht der Spiegel sowie Windlasten und Nachführmomente rufen teils extreme Belastungen hervor. Zur

Massenreduktion werden meist Fachwerkkonstruktionen verwendet. Nachteile beim Einsatz von Stahl sind die teils hohen Kosten sowie Alterungserscheinungen bei Langzeitbelastungen und durch Umgebungseinflüsse (z.B. Korrosion) [14]. Neue Ansätze erforschen den Einsatz von Beton als alternatives Trägermaterial. Um Materialeinsparungen zu erzielen, soll die Spiegelfläche direkt auf einer dünnen Betonschalenform angebracht werden. Spezielle Lagerungskonzepte mit Nachführungseinheit konnten im Rahmen eines Demonstrationsprojektes realisiert und erfolgreich getestet werden [15].

Zur Erhöhung des Solarertrags werden die Kollektoren nachgeführt. Diese *Nachführung* (oder auch *Tracking*) erfordert mess- und regelungstechnische Komponenten sowie einen hydraulischen oder elektrischen Antrieb. Die Aufgabe der Nachführungseinheit ist es, die gesamte Konstruktion in die entsprechende Position zu steuern, sodass ein möglichst hoher Anteil der Solarstrahlung auf die Absorberfläche fällt [8].

Abschließend sind die Kosten der Solarfeldkomponenten („Solar Field Equipment“) im Verhältnis zu anderen Investitionskostenanteilen in Abbildung 2.5 dargestellt.

% of total capital cost

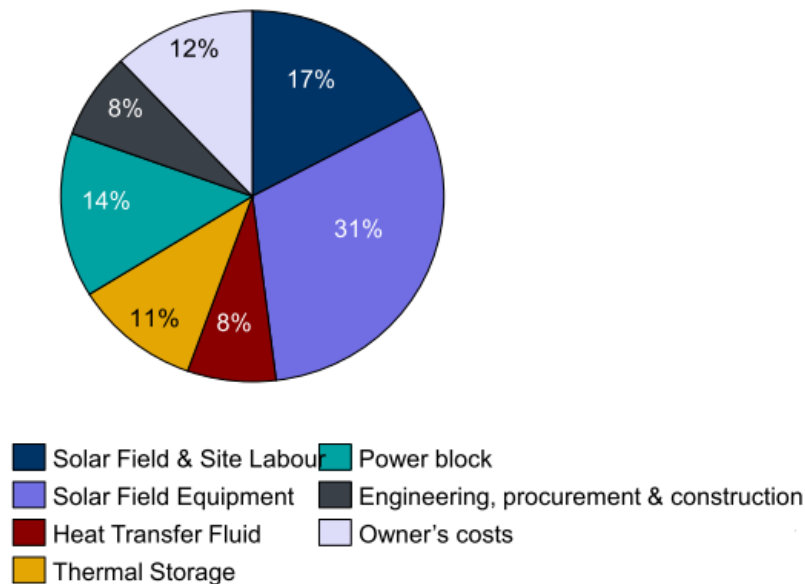


Abbildung 2.5: Kostenstruktur eines Kollektorfeldes [14]

2.1.2 Aufbau von Parabolrinnenkraftwerken

Der grundsätzliche Aufbau eines Parabolrinnenkraftwerks ist in Abbildung 2.6 dargestellt.

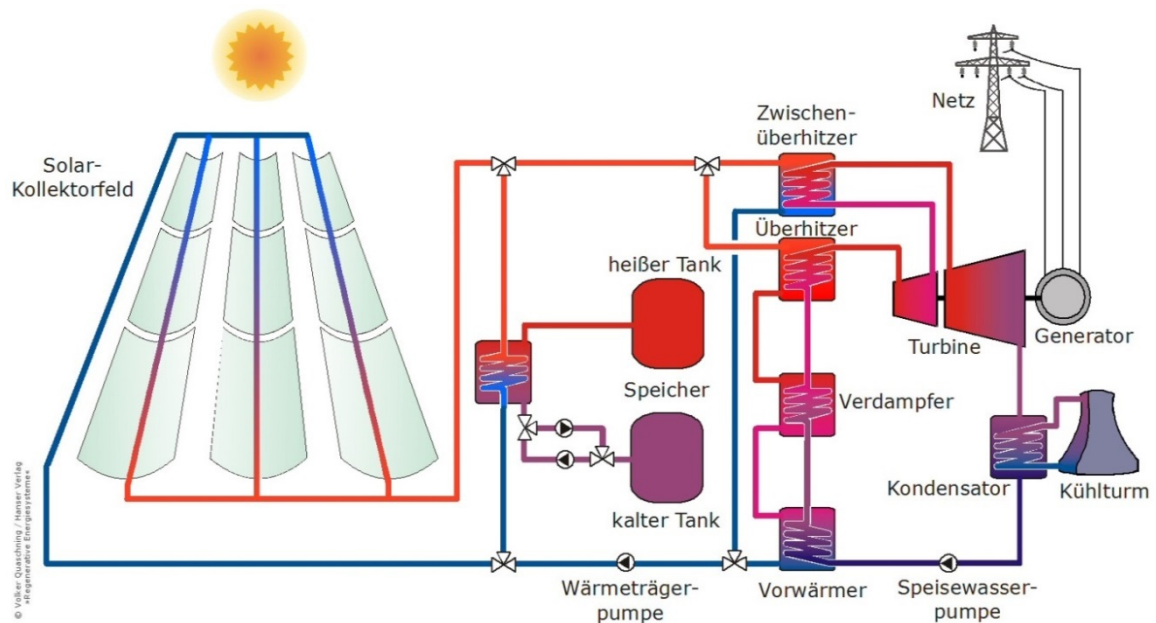


Abbildung 2.6: Aufbau eines Parabolrinnenkraftwerks [8]

Neben dem Solarkollektorfeld (Primärkreislauf) besteht ein Kraftwerk zur Stromerzeugung aus einem zweiten Kreislauf mit Wasser als Arbeitsmedium, dem die im Solarfeld bereitgestellte Wärme über mehrere Wärmetauscher (Vorwärmer, Verdampfer, Überhitzer und Zwischenüberhitzer) zugeführt wird. Der erzeugte Wasserdampf wird in die Turbine geleitet, wo die in dem Fluid gespeicherte thermische Energie in Rotationsenergie und schließlich über einen Generator in Strom umgewandelt wird. Das aus der Turbine austretende Wasserdampfgemisch wird im Kondensator weiter abgekühlt, bevor das kondensierte Wasser wieder durch die Kaskade aus Wärmetauschern geleitet wird und der Kreisprozess von neuem beginnen kann. Der Sekundärkreislauf entspricht dem eines konventionellen *Clausius-Rankine-Prozesses*.

Zusätzlich zu kann zu Flexibilisierungszwecken ein Speicher sowie eine Zusatzfeuerung in den Kraftwerksaufbau integriert werden. Die *Zufuhr* besteht aus einem fossil befeuerten Gaskessel und sollte i.d.R. nur dann Anwendung finden, wenn die durch Solarstrahlung generierbare Energie nicht ausreicht, um den tatsächlichen Strombedarf zu decken. Denkbar ist auch der Einsatz entsprechend des aktuellen Strombedarfs oder zum

Abdecken von Grundlasten. Diese sogenannte „Hybridisierung“ ist eine der großen Vorteile von CSP-Kraftwerken gegenüber sonstiger Stromerzeugungsanlagen auf Basis von Erneuerbaren Energien. Für die Integration der fossilen Zufeuerung sind unterschiedliche Kraftwerkskonzepte denkbar [16].

Hinsichtlich der verfügbaren *Speichertechnologien* werden unterschiedliche Ansätze in der Forschung verfolgt. Grundsätzlich ist der Einsatz von Speichern in einem solarthermischen Kraftwerk sinnvoll, da so das solare Strahlungsangebot von der aktuellen Stromnachfrage entkoppelt werden kann. Insbesondere im Nachtbetrieb sinkt die Einstrahlung auf null. Dann kann die tagsüber eingespeicherte Wärme aus dem Speicher entnommen werden und weiterhin Strom generiert werden. Weiterhin bieten Speicher Flexibilisierungsmöglichkeiten zur Berücksichtigung der aktuellen Stromnachfrage. Diese werden teilweise an Strommärkten gefordert bzw. auf nationaler Ebene zusätzlich gefördert. So wäre z.B. in Deutschland durch Speichereinsatz eine Teilnahme am Regelenenergiemarkt denkbar. Darüber hinaus bietet der Betrieb mit Speichern die Möglichkeit, das Stromangebot unabhängig von der Fluktuation der Solarstrahlung konstant zu halten und so Grundlasten abzudecken.

Für unterschiedliche Wärmeträgerfluide kommen auch verschiedene Speicherkonzepte in Frage. Bei kommerziellen Kraftwerken werden vorwiegend Salzspeichersysteme eingesetzt. Dabei werden i.d.R. zwei Speichertanks gleicher Größe eingesetzt, ein Heißtank und ein Kalttank. Beim Beladen wird Salz aus dem kalten Tank über einen Wärmetauscher geführt, nimmt dort Wärme auf und wird schließlich dem heißen Tank zugeführt. Im Bedarfsfall (z.B. Nachtbetrieb) kehrt sich dieser Prozess um und das über den Wärmetauscher geführte Salz erhitzt das Arbeitsfluid auf die gewünschte Temperatur. Ein solcher Speicher wird so ausgelegt, dass er maximal einen Nachtzyklus lang Energie bereitstellen kann. Dafür muss das Solarfeld entsprechend groß dimensioniert werden, um die zusätzliche Energie beim Ladevorgang bereitzustellen. Um Investitionskosten zu sparen, kann ein sensibler Wärmespeicher auch als 1-Tank-Speicher ausgelegt werden [12]. Dabei wird das Speichermedium analog zum Warmwassertank in häuslichen Verwendungen je nach Temperaturniveau geschichtet. Eine leichte Durchmischung bzw. ein Wärmeübergang zwischen kaltem und warmem Fluid im Speicher lässt sich allerdings nicht vermeiden.

Feststoffspeicher als alternative sensible Wärmespeicher befinden sich derzeit noch im Entwicklungsstadium. In einem Demonstrationsprojekt des DLR in Zusammenarbeit mit der Ed. Züblin AG konnte ein Betonspeicher erfolgreich getestet werden. Dabei sind die

geringen Materialkosten bei gleichzeitig hohen erzielbaren Temperaturen hervorzuheben [17].

Intensiv verfolgte Forschungsansätze hinsichtlich Speichertechnologien gehen dahin, die sensible durch latente Wärmeübertragung⁴ zu ersetzen. Problematisch bei diesem Ansatz ist jedoch, dass sich Wärme lediglich von einem höheren auf ein niedrigeres Temperaturniveau übertragen lässt. Zwar ist es möglich, das latente Speichermedium zu erwärmen und gleichzeitig dem Arbeitsmedium sensibel Wärme zu entziehen (Ladevorgang), beim Entladeprozess würde die maximal erreichbare Temperatur des Arbeitsfluids jedoch deutlich sinken, da die Temperatur des latenten Speichermediums beim Wechsel des Aggregatzustandes konstant bleibt.

Weitere Speicherkonzepte wie Sorptionsverfahren oder die Speicherung durch Nutzung von chemischer Reaktionsenthalpie beschränken sich bislang auf theoretische Überlegungen [4].

2.1.3 Direktverdampfung

Aktuelle Entwicklungen verfolgen den Ansatz, den Primär- mit dem Sekundärkreislauf zu verbinden, sodass im gesamten Kraftwerk nur ein Wärmeträgerfluid eingesetzt werden muss. Aufgrund seiner guten thermodynamischen Eigenschaften (insbesondere hohe Wärmekapazität) -nebst guter Umweltverträglichkeit und geringen Anschaffungskosten- kommt in konventionellen Kraftwerken i.d.R. Wasser zum Einsatz. Dies stellt auch für solarthermische Kraftwerke einen denkbaren Ansatz dar. Die Grundidee besteht darin, das die Absorberrohre durchfließende Wasser durch direkte Nutzung der Strahlungsenergie im Solarfeld zu erwärmen, verdampfen und überhitzen⁵. Der aus dem Solarfeld austretende Wasserdampf kann direkt der Turbine zugeführt werden, ohne dass ein zusätzlicher Wärmetauscher notwendig ist. Das im Kondensator verflüssigte Wasser kann schließlich dem Solarfeld als Wärmeträgerfluid wieder zugeführt werden. Der Aufbau eines solchen Direktverdampfungs-Kraftwerkes ist in Abbildung 2.7 dargestellt. Deutlich werden der vereinfachte Kraftwerksaufbau und die Einsparungen an Rohrleitungen sowie Wärmetauschern.

⁴ Bei latenter Wärmeübertragung ändert sich der Aggregatzustand des Speichermediums, während er bei sensibler Wärmeübertragung gleich bleibt.

⁵ Typischerweise auf ca. 500°C bei 100 bar [8]

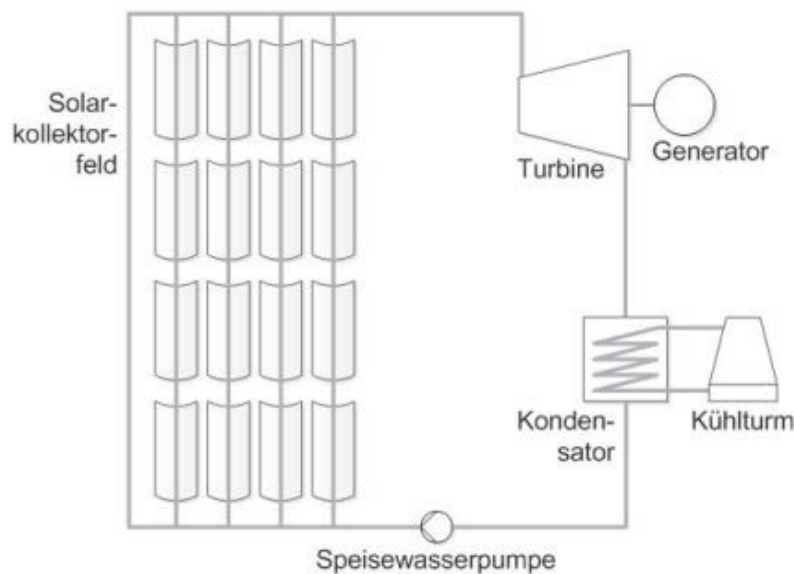


Abbildung 2.7: Kraftwerksaufbau eines Direktverdampfungssystems [7]

Technologische Herausforderungen bei diesem Kraftwerkstyp bestehen insbesondere in Hinblick auf die unterschiedlichen thermischen Belastungen innerhalb des Absorberrohres durch hohe Temperaturgradienten. So können extreme Wärmespannungen an der Verrohrung durch eine örtliche Teilverdampfung des Wassers auftreten. Weiterhin besteht eine Herausforderung in der Leistungsregelung, welche im Wesentlichen vom Verdampfungspunkt beeinflusst wird. Dieser kann örtlich innerhalb des Solarfeldes wandern, z.B. durch Schwankungen in der Sonneneinstrahlung [18]. Daher wurden im Zuge der Forschungsanstrengungen die folgenden drei Kollektorfeldkonzepte entwickelt [19]:

- Durchlauf Feld (Once Through),
- Rezirkulationsbetrieb mit Dampftrommel,
- Zwischeneinspritzung.

Das Durchlauf Feld muss dabei so groß dimensioniert werden, dass im Idealfall eine Verdampfung und Überhitzung gewährleistet ist. Im Rezirkulationsbetrieb wird am Ende des Kollektorfeldes eine Dampftrommel installiert, in der eine Trennung von flüssigem Wasser und Wasserdampf stattfindet. Letzterer wird der Turbine bei eventuell vorangehender Zwischenüberhitzung zugeführt, das angefallene flüssige Wasser wird wieder dem Solarfeld zugeführt. Bei der Zwischeneinspritzung wird flüssiges Wasser

innerhalb des Solarfeldes (z.B. zwischen Kollektorloops) eingespritzt und die Betriebsbedingungen so gezielt beeinflusst. Die bessere Regelbarkeit der beiden letztgenannten Konzepte geht allerdings mit höheren Investitionskosten für Verrohrung oder andere zusätzliche Bauteile (Ventile, Dampftrommel etc.) einher.

Die Anwendung sensibler Wärmespeicher ist bei Direktverdampfungssystemen technisch nicht zu realisieren. Denkbar bei Wasserdampf als Arbeitsfluid ist lediglich ein Dampfspeicher. Dieser müsste aufgrund der geringen Dichte von Wasserdampf jedoch deutlich größer dimensioniert werden als es bei flüssigen Speichermaterialien möglich ist. Da die Speichergröße aufgrund der notwendigen Isolierungsmaterialien einen wesentlichen wirtschaftlichen Faktor darstellt, werden Dampfspeicher lediglich in Form von Kurzzeitspeichern realisiert [4].

Ein erster Testloop mit Direktverdampfung (*DISS*-Projekt) wurde bereits im Jahre 1999 auf der Plataforma Solar de Almería (PSA) in Betrieb genommen. Die erreichbaren Betriebsbedingungen dieser Anlage lagen bei 400°C und 100 bar [19]. Eine erste kommerziell betriebene Anlage erzeugt seit dem Jahre 2011 Strom für das thailändische Stromnetz. In dieser wird überhitzter Dampf von 330°C und 30 bar erzeugt und eine elektrische Nominalleistung von 5 MW bereitgestellt [20].

2.2 Einphasige Wärmeträgerfluide

Unterschiedliche Nutzungsformen von solarthermischen Anwendungen (Strom, Prozesswärme etc.) erfordern unterschiedliche Temperaturniveaus. Grundsätzlich ist es jedoch von Vorteil, wenn möglichst hohe Temperaturen durch die Konzentration der Solarstrahlung erreicht werden. Dies bewirkt einen erhöhten Wirkungsgrad, d.h. ein größerer Anteil der Sonnenenergie wird auch in Nutzenergie umgewandelt. Formal kann dieser Zusammenhang anhand des *Carnot Wirkungsgrades* erklärt werden:

$$\eta_c = 1 - \frac{T_{ab}}{T_{zu}} \quad (2.1)$$

Dabei ist T_{ab} die Temperatur der Wärmesenke, T_{zu} die der Wärmequelle. Die Beeinflussung der Temperatur der Wärmesenke ist aufgrund von Dimensionierungsgrenzen des Wärmetauschers sowie durch die Umgebungsbedingungen beschränkt. Daher wird bei der Optimierung des Kraftwerksprozesses auf eine Erhöhung

der Solarfeldaustrittstemperatur (Wärmequelle) abgezielt. Dies bedingt eine Auseinandersetzung mit unterschiedlichen Wärmeträgerfluiden. Neben der hohen Betriebstemperatur sind für Arbeitsfluide weiterhin folgende Aspekte zu beachten:

- hohe thermische Stabilität,
- hohe Wärmekapazität,
- gute Wärmeleitfähigkeit,
- geringe Viskosität (Pumpenergie),
- niedrige Gefrierpunkte,
- geringe Kosten,
- Ungefährlichkeit für Natur und Mensch.

Durch die Kombination der solarthermischen Energie mit Wärme aus externen Quellen lässt sich ein höheres Temperaturniveau erzielen [16]. Solche Hybrid-Lösungen sind nicht auf herkömmliche Gaskessel beschränkt. Vielmehr sind auch Kombinationen denkbar, die Wärme aus Biomasse, Biogas oder auch aus geothermischen Quellen mit der im Solarfeld gewonnenen Wärme kombinieren [21].

Weiterhin sei noch erwähnt, dass der Einsatz von Arbeitsmedien höherer Temperaturen bestimmte Anlagenkomponenten an thermische Belastungsgrenzen bringen kann. Absorberrohre, deren selektive Beschichtung sowie sonstige Verrohrungen müssen den zusätzlichen Belastungen standhalten können und potenzielle Schäden ausschließen (z.B. Korrosion). Dies kann zu erhöhten Investitionskosten führen.

2.2.1 Thermoöle

Derzeit sind Parabolrinnenkraftwerke mit Thermoölen als Wärmeträgerfluid die am weitesten verbreitete Technologie im Bereich der solarthermischen Kraftwerke. Thermoöle werden synthetisch als eutektische Mischung aus Diphenyl ($C_{12}H_{10}$) und Diphenyloxid ($C_{12}H_{10}O$) hergestellt. Problematisch bei der Verwendung von Thermoölen sind deren Toxizität, die schlechte Umweltverträglichkeit, die Brennbarkeit sowie vor allem die Temperaturbegrenzung. Derzeitig am Markt befindliche Thermoöle erreichen maximale Temperaturen von ca. 400°C. Bei höheren Temperaturen finden chemische Zersetzungsprozesse statt, denen nur bedingt durch geeignet gewählte Betriebsparameter zu begegnen ist [22]. Derzeitig für die Anwendung in Parabolrinnenkraftwerken relevante Thermoöle sind:

- Therminol® VP-1,

- Dowtherm A⁶,
- Syltherm 800⁷.

Die obere Temperaturgrenze ist bei allen Materialien ähnlich. Syltherm 800 zeichnet sich jedoch durch eine niedrigere untere Temperaturgrenze (ca. -40°C) aus, wodurch keine zusätzlichen Komponenten zum Schutz vor Erstarrung im Kraftwerk notwendig sind [23]. Thermoöle unterliegen immer bestimmten alterungsbedingten Zersetzungsprozessen. Leichter flüchtige Elemente (Wasserstoff) können aus den molekularen Verbindungen rausbrechen und durch das Absorberrohr diffundieren.

Weiterhin scheidet Thermoöl nicht zuletzt aufgrund der hohen Kosten als Speichermedium aus. Eine Verringerung der Kosten kann durch den Einsatz von mineralischen Ölen erzielt werden. Diese zeichnen sich allerdings durch eine deutlich niedrigere obere Temperaturgrenze aus [6]. Durch die Verwendung von Silikonölen kann die obere Temperaturgrenze etwas angehoben werden. Auch der Gefrierpunkt liegt unter dem von synthetischen Ölen [24]. Nach derzeitigem Entwicklungsstand zeichnet sich jedoch keine Entwicklung eines Thermoöls ab, das die Temperaturgrenze von 400°C deutlich überschreitet.

2.2.2 Salze

Salze haben gegenüber den herkömmlich verwendeten Thermoölen den entscheidenden Vorteil, dass höhere Temperaturen generiert werden können. Sie sind bei Betriebstemperaturen bis zu 550°C einsetzbar [25]. Der geringere Volumenstrom durch die höhere erzielbare Temperaturdifferenz kann zu Vorteilen in Hinblick auf die Dimensionierung der Verrohrung und weiteren Systemkomponenten (z.B. Pumpen) führen. Weiterhin sind Salze gleichzeitig als Speicher- und als Arbeitsmedium einsetzbar. Der Kraftwerksaufbau lässt sich so deutlich vereinfachen (s. Abbildung 2.8). Wärmetauscher und weitere Speicherkomponenten werden gegenüber Systemen auf Thermoölbasis eingespart. Der Speicher muss durch das höhere Temperaturniveau für die gleiche Wärmemenge nur weniger Masse aufnehmen und kann dadurch kleiner dimensioniert werden [7]. Durch eine Kombination dieser Kosteneinsparungen wird eine Reduzierung der Stromgestehungskosten von 10-20% wird erwartet [26].

⁶ Trademark of Dow Corning Corporation

⁷ Trademark of Dow Corning Corporation

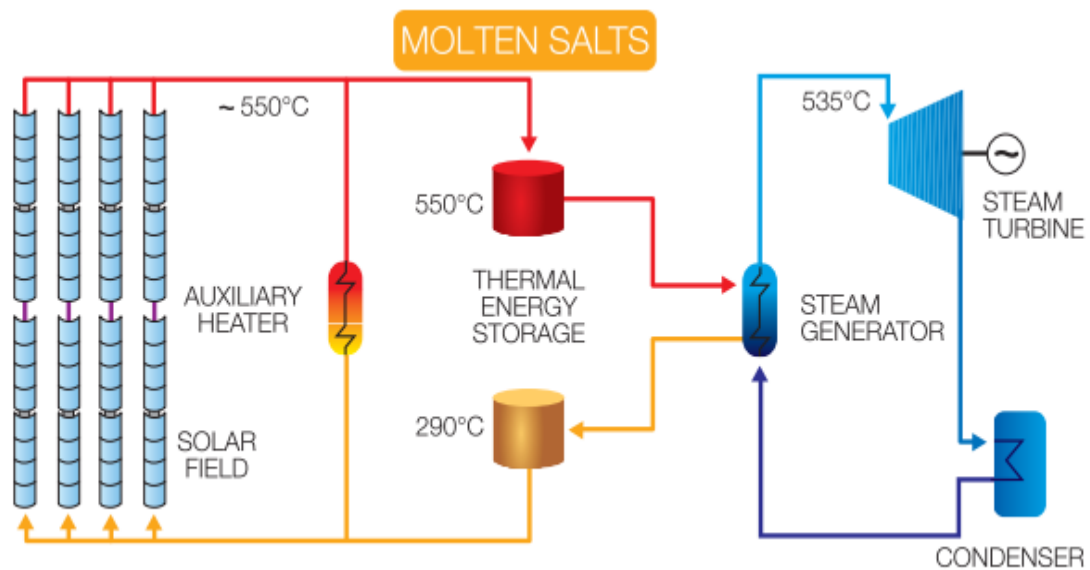


Abbildung 2.8: Parabolrinnenkraftwerk mit Flüssigsalz [27]

Die Kraftwerkssteuerung im Produktionsbetrieb sieht vor, dass sobald der heiße Tank auf ein Mindestniveau geladen wurde, das Salz über einen Wärmeübertrager zurück in den Kalttank geführt wird. Im Wärmeübertrager wird die Wärme dem Sekundärkreis zugeführt und verdampft das dort zirkulierende Wasser. Der überhitzte Dampf wird analog zu konventionellen Dampfkraftwerken der Turbine zugeführt, im Kondensator kondensiert und schließlich dem Kreislauf wieder zugeführt.

Hauptbestandteile aller Salze sind Natriumnitrat (NaNO_3) und Kaliumnitrate (KNO_3). Weitere Bestandteile können gezielt zur Beeinflussung der stofflichen Eigenschaften beigelegt werden. Die derzeit für CSP-Anwendungen auf dem Markt verfügbaren Salze sind:

- Solar Salt,
- Hitec® Salt und
- Hitec® XL.

Nachteilig bei Salzen gegenüber Thermoölen ist die meist sehr hohe Erstarrungstemperatur, die je nach verwendetem Salz zwischen 140°C (Hitec Salt und Hitec XL) und 220°C (Solar Salt) liegen kann [28] [29]. Um eine Unterschreitung der Schmelztemperatur zu verhindern, muss ein Regelungskonzept gefunden werden, das

entweder die Nutzung der im Speicher enthaltenen Wärmemenge und/oder eine fossile Zufeuerung zur Erwärmung des umgewälzten Massenstroms vorsieht [30]. Diese wird insbesondere bei niedrigen Außentemperaturen in Kombination mit geringer Solareinstrahlung (z.B. nachts) zum Einsatz kommen. Die Modellierung einer solchen *freeze protection* Regelung für Salzsysteme wurden im Zuge dieser Arbeit explizit behandelt (s. Kapitel 4.3).

Eine der ersten Demonstrationsanlage zur Stromerzeugung mit Flüssigsalz als WTF (ASE MSPT) mit einer Leistung von $1,9 \text{ MW}_{\text{th}}$ wurde im Jahre 2013 in Italien in Betrieb genommen (s. Abbildung 2.9). Dabei handelt es sich um eine Anlage mit 3.000 m^2 Kollektorfläche. Das Flüssigsalz (Solar Salt) wird hierbei im Solarfeld von der Kalttanktemperatur 290°C auf die Heißtanktemperatur 550°C erhitzt [31].

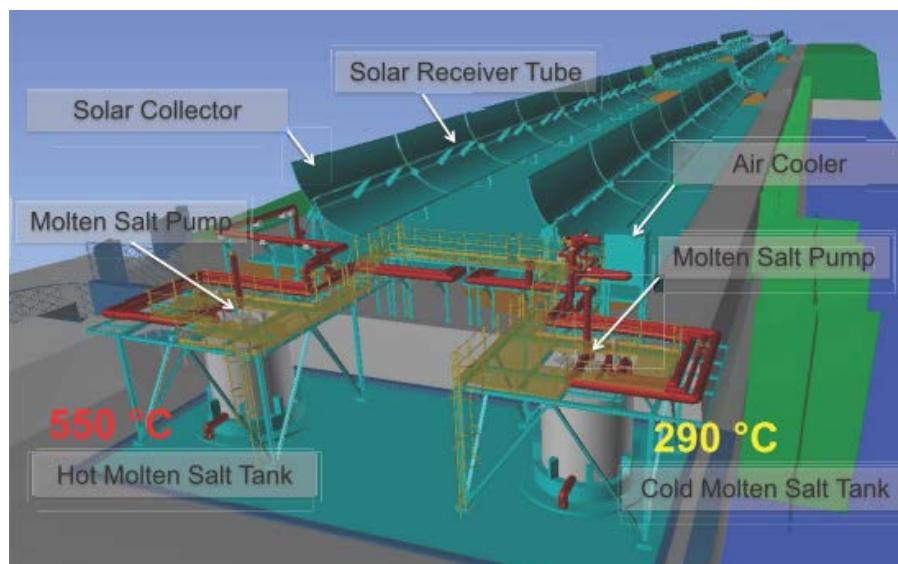


Abbildung 2.9: Demonstrationsanlage Archimede [33]

2.2.3 Sonstige einphasige WTF

Wasser kann je nach gewähltem Betriebsdruck auch auf hohe Temperaturen erwärmt werden, ohne dass es seinen Aggregatzustand ändert. Wasser ist grundsätzlich ein sehr günstiges und wenig schädliches Wärmeträgerfluid mit hoher spezifischer Wärmekapazität. Durch den Einsatz von Druckwasser im Primärkreislauf ist die Leistungsregelung deutlich vereinfacht gegenüber der Direktverdampfung. Die Verrohrung sowie weitere Kraftwerkskomponenten müssten bei Anwendungen zur

Stromerzeugung allerdings auf sehr hohe Drücke ausgelegt werden, was zu höheren Investitionskosten führen würde.

Eine weitere Überlegung bezüglich des verwendeten Wärmeträgerfluids ist es, *Gase* einzusetzen. Hinsichtlich Umweltverträglichkeit und insbesondere der höheren erreichbaren Temperaturen können gasförmige Medien Vorteile gegenüber flüssigen Arbeitsfluiden aufweisen. Gase zeigen keine thermischen Stabilitätsgrenzen in hohen Temperaturbereichen auf. Durch den Einsatz von gasförmigen Wärmeträgermedien ist eine Kraftwerkskonfiguration denkbar, bei der das Gas direkt der Turbine zugeführt wird und so auf den üblichen Sekundärkreislauf verzichtet werden kann. Der in solarthermischen Kraftwerken typische *Clausius-Rankine-Cycle* würde durch einen *Joule-Prozess* ersetzt werden. Der Aufbau der Systemkomponenten (Verdichter, Turbinen, Wärmetauscher etc.) würde sich dadurch stark verändern. Gleichzeitig ist für eine höhere Effizienz des Gesamtprozesses der Einsatz von unterschiedlichen Turbinenstufen mit jeweiligen Zwischenerhitzern notwendig (z.B. *Discrete Ericsson Cycle*, *Joule Cycle*), was die Regelungskomplexität erhöht. Nachteilig bei Gasen ist, dass sie sich hinsichtlich ihrer thermodynamischen Eigenschaften meist durch eine geringere spezifische Wärmekapazität auszeichnen als Flüssigkeiten, was schon auf die deutlich geringere Dichte des Mediums zurückzuführen ist. Aus gleichen Gründen verkompliziert sich die Speicherung des Gases. Höhere Betriebsdrücke können dieser Problematik aufgrund der mechanischen Belastbarkeit bei gleichzeitig hohen Temperaturen des Gesamtsystems auch nur in gewissen Grenzen (max. 100 bar) begegnen. Darüber hinaus erhöht sich bei steigendem Betriebsdruck die Verdichterleistung [32] [33]. Zwei Gase kommen für den Einsatz in Parabolrinnenkraftwerken in Frage: CO₂ und Luft [33]. Während der Einsatz von CO₂ schon aufgrund der schwierigen Reproduzierbarkeit und aus Gründen der Klimaverträglichkeit eines geschlossenen Kraftwerkskreislaufs bedarf, besteht bei Luft die Möglichkeit, diese nach dem Arbeitszyklus an die Atmosphäre zurückzugeben und frische Luft für den nächsten Zyklus anzusaugen.

Weitere Überlegungen gehen dahin, flüssiges *Natrium* als Wärmeträgerfluid einzusetzen. Dieses zeichnet sich insbesondere durch gute thermische Stabilität bei sehr hohen Temperaturen aus (bis zu 850°C). Weiterhin liegt der Gefrierpunkt von Natrium deutlich unter dem herkömmlicher Salze (ca. 100°C) [34]. Problematisch beim Einsatz von Natrium ist jedoch die geringe volumetrische Wärmekapazität sowie die starke

Brennbarkeit und Unverträglichkeit für Mensch und Natur. Ein Brand im Jahre 1986 in der Versuchsanlage SSPS in Spanien, in der Natrium als Wärmeträger in einem Turmkraftwerk eingesetzt wurde, führte dazu, dass in diesem Bereich die Forschung stagnierte [35]. Aufgrund der deutlich höheren Konzentration in punktfokussierenden solarthermischen Kraftwerken und den damit verbundenen höheren generierbaren Temperaturen, beschränken sich die Überlegungen für den Einsatz von Natrium auf Turmkraftwerke.

Ionische Flüssigkeiten (auch: *organische Salze*) bieten den Vorteil, dass sie bei Raumtemperatur den flüssigen Aggregatzustand einnehmen. Sie werden synthetisch hergestellt. Ein Vorteil besteht darin, ein WTF zu entwickeln, das den Anforderungen guter Wärmeaufnahme, einfacher Transportierbarkeit bei gleichzeitig guter chemischer und thermischer Stabilität in einem möglichst breiten Temperaturbereich entspricht. Die Verwendung eines solchen Fluids wurde bislang durch die hohen Entwicklungskosten gehemmt [12].

Als *Nanofluide* bezeichnet man Fluide, die in einem Grundfluid gelöste Nanopartikel von 1 bis 100nm enthalten. Der größte Vorteil solcher Partikelanteile besteht darin, dass sie ein günstiges Oberflächen/Volumen Verhältnis besitzen, wodurch die Wärmeleitfähigkeit erheblich verbessert wird. Durch die Wahl der Partikelmaterialien und -größe lassen sich die thermischen Eigenschaften des Fluids in bestimmten Bereichen beeinflussen. Nachteilig für den Einsatz in solarthermischen Kraftwerken sind die thermischen Stabilitätseigenschaften, Agglomerations- und Korrosionsprozesse sowie erhöhte Pumpenergie durch erhöhte Viskositätseigenschaften anzusehen [36]. Dennoch bieten Nanofluide eine durchaus denkbare technologische Alternative.

2.3 Punktfokussierende Systeme

Punktfokussierende Systeme bieten gegenüber linienfokussierenden Systemen den entscheidenden Vorteil, dass eine höhere Konzentration und damit verbunden höhere Temperaturen erzielbar sind. Derzeit sind zwei Systeme von technologischer Relevanz. Insbesondere handelt es sich dabei um *Solarturmkraftwerke* (s. Abbildung 2.10). Hierbei wird die einfallende Solarstrahlung von mehreren *Heliostaten* auf einen Brennpunkt im Receiver am Kopf eines Stahlbetonturms fokussiert. Die bis zu 200 m² großen Heliostaten

werden der Sonne zweiachsig nachgeführt [6]. Das den Receiver durchströmende Wärmeträgerfluid kann dabei auf bis zu 1000°C erhitzt werden und zur Stromerzeugung dem Sekundärkreislauf zugeführt werden. Je nach Wärmeträgerfluid kann der Sekundärkreislauf als Gasturbinen- oder Dampfturbinenprozess oder als Kombination beider (GuD-Kraftwerk) ausgeführt sein. Dabei kommen neben Wasser insbesondere Luft oder Salze als Wärmeträgerfluid zum Einsatz. Zur besseren Ausnutzung der reflektierten Solarstrahlung können Sekundärkonzentratoren bei Turmkraftwerken Anwendung finden [7].

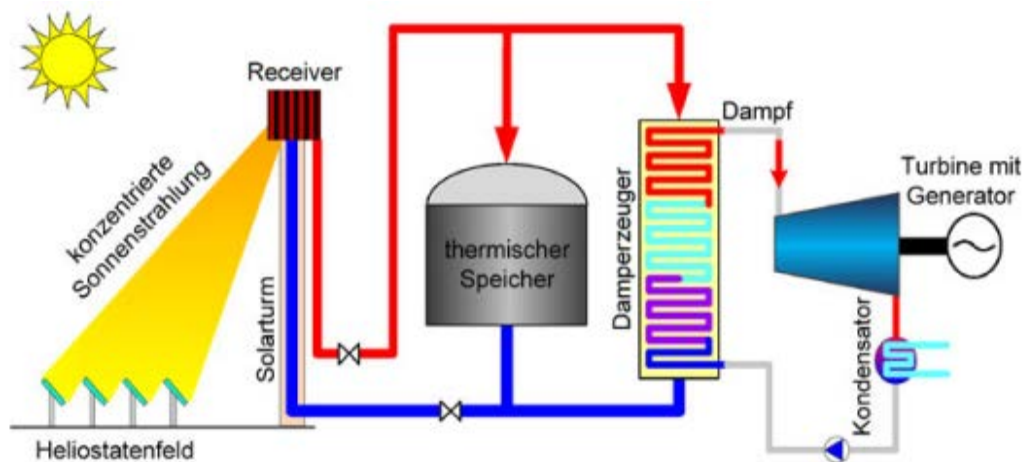


Abbildung 2.10: Schema eines Solarturmkraftwerks [6]

Das erste kommerziell betriebene Turmkraftwerk „Planta Solar 10“ (PS10) wurde im Jahre 2006 in der Nähe des spanischen Sevilla mit einer elektrischen Leistung von 11 MW in Betrieb genommen. Den Vorteilen hinsichtlich der höheren erzielbaren Temperaturen stehen insbesondere die hohen Investitionskosten gegenüber. Neue Forschungsansätze zur Senkung der Kosten beschäftigen sich mit der Ausgestaltung der Heliostaten und deren Nachführregelung, der eingesetzten Receivertechnologie, dem Wärmeträgerfluid (z.B. Partikel) oder der Integration der solaren Komponenten innerhalb des Kraftwerkes, u.a. unter Berücksichtigung von geeigneten Speichertechnologien [8]. Neben den Turmkraftwerken sind im Rahmen der punktfokussierenden Systeme *Dish-Stirling*-Systeme von technologischer Bedeutung. Hierbei wird die Solarstrahlung über einen parabolförmigen Kollektor⁸ auf einen Brennpunkt am Absorber konzentriert (s.

⁸ „Dish“ (engl.) = Schüssel

Abbildung 2.11). Auch hier wird der Spiegel dem Sonnenstand zweiachsig nachgeführt. Die konzentrierte Solarstrahlungsenergie wird in Form von Wärme an das Wärmeträgerfluid (meist Helium oder Wasserstoff) übergeben und in einem Stirling-Motor in Strom umgewandelt.



Abbildung 2.11: *Prototyp des EuroDish [8]*

Ein wesentlicher Vorteil dieser Technologie ist die gute Skalierbarkeit. So lassen sich im Gegensatz zu linienfokussierenden Systemen oder Turmkraftwerken auch Kraftwerksgrößen von einigen kW realisieren. Dadurch können diese auch in Inselsystemen Anwendung finden. Obwohl die Technologie bereits seit den 1980er Jahren existiert, sind heute keine kommerziellen Anlagen in Betrieb. Den hohen Wirkungsgraden von bis zu 31% stehen dabei insbesondere die gegenüber anderen solarthermischen Kraftwerken deutlich höheren Investitionskosten gegenüber [7].

3 Ausgangsmodell und mathematische Theorie

In diesem Kapitel soll das Simulationsprogramm *greenius* und die derzeitige Implementierung der Ertragssimulation für solarthermische Kraftwerke mit einphasigen Wärmeträgerfluiden vorgestellt werden (auch *Simple Model* genannt). Des Weiteren wird die für die Berechnungen notwendige mathematische Theorie dargestellt.

3.1 Simulationsumgebung *greenius*

Bei dem Programm *greenius* handelt es sich um ein am Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) entwickeltes Simulationstool zur Ertragsberechnung von Kraftwerken, die auf Erneuerbaren Energien basieren. Ziel bei der Entwicklung des Tools ist es, Projektvorhaben bereits in der frühen Planungsphase hinsichtlich technischer und wirtschaftlicher Machbarkeit zu überprüfen. Im Laufe der Zeit wurden unterschiedliche Technologien und Anlagenkonzepte in das Tool integriert. Die derzeit verfügbare Technologie-Palette im Bereich solarthermischer Anwendungen reicht von linienfokussierenden (Parabolrinnenkraftwerke und Fresnel-Kollektoren) und punktfokussierenden Systemen (Turmkraftwerke und Dish-Stirling-Systemen) zur Erzeugung elektrischer Energie, über konzentrierende und nicht-konzentrierende Prozesswärmeanlagen bis hin zur Nutzung von solarer Wärme in Absorptionskältemaschinen. Weiterhin lassen sich in dem Tool Ertragssimulationen für Photovoltaikanlagen, Windkraftanlagen und Brennstoffzellensystemen durchführen. Im Rahmen dieser Arbeit wird ausschließlich auf die Simulation von linienfokussierenden Kraftwerken eingegangen.

Grundlage der Berechnungen stellen neben den technologiespezifischen Parametern, die im Laufe dieses Kapitels noch erklärt werden, die meteorologischen Daten dar. Diese sind aus externen Datensätzen zu beziehen und enthalten für den gewählten Standort relevante Information zu klimatischen Bedingungen wie

- Solare Einstrahlungswerte (DNI, GHI⁹ etc.)
- Umgebungsbedingungen (Außentemperatur, Luftfeuchte, Luftdruck)

⁹ Als GHI (Global Horizontal Irradiance) wird die auf die Erdoberfläche treffende Strahlung bezeichnet. Sie setzt sich aus dem direkten und dem diffusen Anteil zusammen.

- Windrichtung und -stärke (insbesondere für die Simulation von Windkraftanlagen relevant).

Die Auflösung dieser Daten kann zwischen 10 Minuten und 1 Stunde variieren und legt die Auflösung der Ertragssimulation fest [37].

Weiterhin können vom Nutzer eventuell standortspezifische ökonomische Parameter (Investitionskosten, Betriebskosten, Erträge, Vergütungssätze etc.) eingegeben werden und der Lastgang sowie die gewünschte Betriebsstrategie ausgewählt und individuell verändert werden.

Die wichtigsten Kraftwerkskomponenten und die dazugehörigen Parameter sind in *greenius* folgendermaßen untergliedert:

- Kollektor (u.a. geometrische Daten und kollektorspezifische Werte, z.B. zur Berechnung der Wärmeverluste, IAM oder optischer Wirkungsgrade),
- Kollektorfeld (u.a. Feldgeometrie, Auswahl des Wärmeträgerfluids),
- Thermischer Speicher (u.a. Art des Speichers, Speicherkapazität, Wärmeverluste),
- Zusatzkessel (u.a. Brennstoffart, Nennleistung, Brennstoffkosten und Stromkosten),
- Powerblock (Nennleistung, spezifische Emissionswerte etc.).

Neben der Wahl und Veränderung der technologiespezifischen Komponenten können für diese individuelle Investitions- und Betriebskosten (Wartungskosten, Ersatzinvestitionskosten, Versicherungskosten etc.) angegeben werden.

Im Rahmen der Simulation einphasiger Wärmeträgerfluide stehen in *greenius* folgende Fluide zur Auswahl:

- Therminol VP-1,
- Dowtherm A,
- Syltherm 800,
- Wasser (200 bar),
- Solar Salt,
- Hitec Salt.

3.2 Berechnungsgrundlagen des Simple Models

Das bisher für die Berechnung von solarthermischen Kraftwerken mit einphasigen Wärmeträgerfluiden verwendete Modell basiert auf einer vereinfachten Betrachtung des Solarfeldes (Simple Model). Insbesondere die im Kollektor entstehenden Wärmeverluste und damit auch der thermische Output werden auf Basis einer mittleren Solarfeldtemperatur als arithmetisches Mittel aus vorgegebener Feldeintritts- und Feldaustrittstemperatur errechnet.

Grundsätzlich orientiert sich die Berechnung des thermischen Outputs an folgender Energiebilanzgleichung:

$$\begin{aligned} Q_{out} &= Q_{abs} - Q_{loss,heat} - Q_{loss,pipe} \\ &= c_{Fluid} \cdot \dot{m} \cdot \Delta t \cdot (T_{out} - T_{in}) + cm_{eff} \left(\frac{T_{out} - T_{in}}{2} - \bar{T}_{old} \right) \end{aligned} \quad (3.1)$$

Q_{out} ist dabei die gesamte für die Umwandlung in Nutzenergie zur Verfügung gestellte Energiemenge aus der Strahlungsenergie. Sie berechnet sich aus der vom Kollektorfeld absorbierte Wärmemenge Q_{abs} abzüglich der Wärmeverluste im Kollektorfeld $Q_{loss,heat}$ und der Verluste in den Verrohrungen $Q_{loss,pipe}$. Letztere treten insbesondere in den Zubringerleitungen¹⁰ und den Rohrverbindungen zwischen den Kollektoren auf. Die Wärmemengen werden repräsentativ für einen Kollektor berechnet. Für das Kollektorfeld müssen die Größen demnach mit der Anzahl der Kollektorreihen und Anzahl der Kollektoren multipliziert werden.

Die Berechnung der in den Kollektoren absorbierten Wärmemenge Q_{abs} wird an folgende Gleichung angelehnt.

$$Q_{abs} = A_{eff} \cdot n_{Row} \cdot n_{Col} \cdot Q_{use} \cdot \eta_{opt} \quad (3.2)$$

Hierbei ist Q_{use} die Energiemenge, die unter Berücksichtigung des Einfallswinkels θ , der Verluste durch Abschattung und der sogenannten Endverluste¹¹ absorbiert wird:

¹⁰ Auch *Header* genannt

¹¹ Als Endverluste bezeichnet man Verluste, die dadurch entstehen, dass bei niedrigen Sonnenständen (und damit verbundener nicht orthogonal zur Spiegelachse eintreffender Einstrahlung) die Einstrahlung am

$$Q_{use} = DNI \cdot \cos(\theta) \cdot \eta_{endloss} \cdot \eta_{shadow} \quad (3.3)$$

Dabei wird als Direktnormalstrahlung DNI die Strahlung bezeichnet, die senkrecht auf die Kollektorapertur trifft. Der Anteil der Solarstrahlung, der die Erdoberfläche erreicht¹², besteht aus einem diffusen Anteil und ebenjener direkten Normalstrahlung. Die in der Atmosphäre enthaltenen Teilchen sorgen für einen Streuungseffekt der Strahlung, wodurch die nahezu parallel eintretende Strahlung einen oder mehrere Richtungswechsel erfährt. Für die Nutzung in solarthermischen Kraftwerken ist der nicht abgelenkte Strahlungsanteil relevant, da nur dieser fokussierbar ist. Die DNI wird i.d.R. in W/m² angegeben.

Für den solaren Ertrag ist der Einfallswinkel der Strahlung von entscheidender Bedeutung. Bei zweiachsiger Nachführung könnte die Kollektorfläche immer senkrecht zur eintretenden Solarstrahlung ausgerichtet werden. Da aus Kostengründen bei Parabolrinnenkollektoren auf eine solche verzichtet wird, kommt es des Öfteren zu einer schrägen Einstrahlung. Die auf die Kollektorfläche auftreffende Strahlung ist dann um den Kosinus des Einfallswinkels reduziert. Man nennt die dadurch entstehende Reduzierung der Leistungsdichte auch *Kosinusverlust*.

Der optische Wirkungsgrad η_{opt} umfasst mehrere kollektorspezifischen Eigenschaften und wird definiert als:

$$\eta_{opt} = \eta_0 \cdot \kappa \cdot \chi \quad (3.4)$$

Dabei stellt η_0 den empirisch ermittelten optischen Wirkungsgrad bei senkrechter Einstrahlung auf die Kollektorapertur dar. Dieser beinhaltet u.a. das Reflexions-, Absorptions- und Transmissionsverhalten des Kollektors sowie einen Faktor, der Fertigungsfehler mit in die Betrachtung einbezieht. Der Sauberkeitsfaktor χ berücksichtigt eventuelle Verschmutzungen von Spiegelflächen oder Absorberhüllrohr. Der sogenannte *Incident Angle Modifier* κ (auch: IAM) spiegelt das Verhalten der optischen Eigenschaften (Reflexion, Absorption und Transmission) des Kollektors bei

Absorber vorbei reflektiert wird. Dies kommt bei N-S-Ausrichtung der Kollektoren vor, wenn die Sonne im Süden steht.

¹² Durch Absorptions- und Reflektionsprozesse an atmosphärischen Teilchen (Aerosole, Wasserdampf, Ozon) kommt ein Teil der Sonnenstrahlung gar nicht erst auf der Erdoberfläche an.

Schrägeinfall der solaren Einstrahlung wider und wird bei Parabolrinnenkollektoren mittels empirisch ermittelter Faktoren a_1, a_2, a_3 berechnet:

$$\kappa = 1 - \frac{a_1 \cdot \theta + a_2 \cdot \theta^2 + a_3 \cdot \theta^3}{\cos(\theta)} \quad (3.5)$$

Bei Fresnel-Kollektoren wird der IAM in einen longitudinalen und einen transversalen Anteil gegliedert und entsprechend multipliziert. Die Berechnung erfolgt abermals anhand empirisch ermittelter Faktoren.

Die Rohrleitungsverluste werden vereinfachend über einen durch den Nutzer vorgegebenen Wärmeverlustfaktor $a_{loss,pipe}$ mit einem linearen Zusammenhang zur aktuellen Temperaturdifferenz bestimmt:

$$Q_{loss,pipe} = A_{eff} \cdot n_{Row} \cdot n_{Col} \cdot a_{loss,pipe} \cdot \Delta T \quad (3.6)$$

Mit der Temperaturdifferenz ΔT ist der Differenzwert zwischen Umgebungstemperatur und der mittleren Solarkollektorfeldtemperatur gemeint:

$$\Delta T = \frac{T_{in} + T_{out}}{2} - T_{amb} \quad (3.7)$$

Der lineare Ansatz zwischen Temperaturdifferenz und Energie kann für die Betrachtung der Wärmeverluste innerhalb der Kollektoren nicht gewählt werden. Vielmehr geht die Temperaturdifferenz zwischen Wärmeträgerfluid und Umgebung mit der 4. Potenz in die Berechnung der Kollektorverluste ein.

$$Q_{loss,heat} = A_{eff} \cdot n_{Row} \cdot n_{Col} \cdot (b_0 \cdot \kappa \cdot Q_{use} \cdot \Delta T + b_1 \cdot \Delta T + b_2 \cdot \Delta T^2 + b_3 \cdot \Delta T^3 + b_4 \cdot \Delta T^4) \quad (3.8)$$

Die Wärmeverlustfaktoren $b_0 \dots b_4$ basieren auf empirischen Untersuchungen und werden vom Kollektorhersteller angegeben.

Überlegungen hinsichtlich eines orts aufgelösten Modellansatzes basieren darauf, dass die Temperatur im Feld aufgrund der Wärmeverluste nichtlinear steigt. Eine mittlere Feldtemperatur wie sie im *Simple Model* verwendet wird, stellt dies nicht hinreichend dar. Ein weiterer Fehler entsteht dadurch, dass die durchschnittliche Fluidtemperatur des vorangehenden Zeitschrittes für die Berechnung der aktuellen stationären Wärmeströme

sowie der temperaturabhängigen Wärmekapazitäten herangezogen wird. Erst nachdem die neuen Wärmemengen bestimmt sind, wird gemäß Gleichung (3.1) die neue Temperatur ermittelt, die entweder der mittleren Temperatur unter Normbedingungen entspricht oder unter Berücksichtigung von Aufheiz- und Abkühlungseffekten (Temperaturdifferenz zur Normtemperatur) neu berechnet wird. Dabei wird unterstellt, dass die absorbierte Wärme, abzüglich der entstehenden Verluste durch die Rohrwand und das Wärmeträgerfluid aufgenommen wird. Von Temperaturgradienten zwischen Rohrwand und Fluid wird abgesehen. Um die Einflüsse der Systemträgheit bei Aufheiz- bzw. Abkühlungsprozessen zu berücksichtigen, wird eine Iteration durchgeführt. Ziel bei der Iteration ist es, den Zeitpunkt, zu dem das System in den Produktionsmodus übergeht möglichst genau abzugleichen und damit eine höhere Genauigkeit beim thermischen Output zu erzielen.

3.3 Mathematische Theorie

Für die Berechnungen im Rahmen des neuen orts aufgelösten Modells ist die Lösung eines nichtlinearen Gleichungssystems notwendig. Dazu wird das *Newton-Verfahren* als Sonderform eines *Fixpunktiterationsverfahrens* herangezogen. Die Wahl dieses Lösungsverfahrens liegt insbesondere in der Einfachheit und der Lösungsgeschwindigkeit begründet. Dabei muss das zu lösende System in der Form $f(x) = 0$ vorliegen, wobei $f: \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}^n$ zweimal stetig differenzierbar ist.

Iterative Verfahren sind mathematische Berechnungsverfahren, die sich, ausgehend von einer vorgegebenen Startlösung, einer Lösung schrittweise annähern. Dies bedingt, dass niemals eine exakte Lösung des Problems ermittelt, jedoch eine ausreichend hohe Genauigkeit der Ergebnisse erzielt wird. Jede Funktion $f(x) = 0$ lässt sich in die äquivalente Fixpunktform

$$x = g(x) \tag{ 3.9 }$$

$$g(x) = x - M(x) \cdot f(x) \tag{ 3.10 }$$

überführen [38].

Zur Annäherung an die Lösung wird der Wert des k-ten Iterationsschrittes in die Funktion g eingesetzt. Dieser Wert definiert dann den nächsten Iterationsschritt:

$$x_{k+1} = g(x_k) \quad , \text{für } k = 0, 1, 2 \dots \quad (3.11)$$

Gesucht wird demnach eine geeignete Funktion $g(x)$, die eine Annäherung an die Lösung garantiert, d.h. konvergiert¹³. Die Matrix $M(x)$ ist in Gleichung (3.10) der einzig beeinflussbare Parameter. Die Wahl dieser ist demnach von entscheidender Bedeutung für die Lösung des Systems. Darüber hinaus muss der Startwert der Iteration x_0 entsprechend nah an der Lösung gewählt werden, damit die Iteration konvergiert. Hinreichende Bedingungen bezüglich der gewählten Startwerte und der Fixpunktfunktion $g(x)$, werden im Banachschen Fixpunktsatz definiert. Auf diese soll im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter eingegangen werden.

Beim Newton-Verfahren wird die Funktion an einer bestimmten Stelle durch die Tangente¹⁴ in diesem Punkt angenähert und die Nullstelle der Tangente als Wert für den nächsten Iterationsschritt verwendet. Dazu wird die Matrixfunktion $M(x)$ durch die Jacobi-Matrix $J(x)$ ersetzt. Diese entspricht genau der Ableitung des Vektors, der das Gleichungssystem enthält, sodass im allgemeinen Fall gilt:

$$J(x) = f'(x) = \begin{pmatrix} \frac{\partial f_1(x)}{\partial x_1} & \dots & \frac{\partial f_1(x)}{\partial x_n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial f_n(x)}{\partial x_1} & \dots & \frac{\partial f_n(x)}{\partial x_n} \end{pmatrix} \quad (3.12)$$

Zur arithmetischen Vereinfachung des Problems wird die Gleichung (3.11) mit der Jacobi-Matrix multipliziert und die Schrittweite

$$\delta_k = x_{k+1} - x_k \quad (3.13)$$

eingeführt. So entsteht das funktional deutlich einfacher handhabbare Gleichungssystem:

$$f'(x_k) \cdot \delta_k = -f(x_k) \quad (3.14)$$

¹³ Konvergenz bedeutet in diesem Sinne „...mit möglichst wenigen Schritten mit vertretbarem Aufwand pro Schritt eine gewünschte Zielgenauigkeit realisieren.“ [44].

¹⁴ Dieser Zusammenhang zwischen Ableitung und Tangente ist eigentlich nur im Zweidimensionalen gültig, soll aber hier zur besseren Anschaulichkeit verwendet werden.

Der Rechenaufwand lässt sich durch diese Formulierung deutlich reduzieren, da nicht mehr die Inverse der Jacobi-Matrix berechnet werden muss.

Durch Anwendung des *Sehnenverfahrens* (Vereinfachtes Newton-Verfahren) lässt sich der arithmetische Aufwand abermals reduzieren, indem die Jakobi-Matrix $J(x)$ durch eine konstante Matrix A approximiert wird. Eine geeignete Annäherung kann beispielsweise durch $A = J(x_0)$ erfolgen, wobei x_0 den Startwertvektor der Iteration darstellt. Die Anwendung des vereinfachten Newton-Verfahrens geht allerdings mit einer schlechteren Konvergenz einher. Eine über alle Iterationen konstante Jakobi-Matrix liefert zudem nicht immer die gewünschten Ergebnisse. Daher wird häufig mit dem *Shamanskii*-Verfahren ein Algorithmus angewendet, bei dem die Jakobi-Matrix nach einer vorgegebenen Anzahl an Iterationsschritten erneut berechnet wird [39].

Der funktionale Aufwand zur Berechnung der Jacobimatrix lässt sich darüber hinaus durch Anwendung der *numerischen Differentiation* (auch Sekantenverfahren für eindimensionale Systeme) reduzieren. Hierbei werden die Elemente der Jakobimatrix durch die Differenzenquotienten angenähert, sodass auf die aufwändige Berechnung der Ableitungen verzichtet werden kann [39]:

$$\frac{\partial f_i(x_k)}{\partial x_j} \approx \frac{f_i(x + h e^j) - f_i(x)}{h} \quad (3.15)$$

mit $e^j = (0, \dots, 0, 1, 0, \dots, 0)^T$ als j -ten Basisvektor

Ein grundsätzliches Problem bei Näherungsverfahren und beim Newton-Verfahren im Speziellen ist, dass es sich bei der Lösung stets um eine lokale Lösung handelt. Die korrekte Lösung eines physikalischen Systems hängt daher maßgeblich von den gewählten Startwerten ab.

3.4 KINSOL

Bei *KINSOL* handelt es sich um eine Software des Pakets *SUNDIALS* (SUite of Nonlinear and Differential/ALgebraic equation solvers) zur Lösung nichtlinearer Gleichungssysteme. *KINSOL* erlaubt es, Systeme der Form $f(x) = 0$ mit $f: \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}^n$ und einem Startwertvektor x_0 mittels des Newton-Verfahrens zu lösen.

Das Iterationsschema stellt sich in *KINSOL* wie folgt dar [40]:

- 1) Startwerte x_0 für die Iteration definieren

2) Für alle $k = 0, 1, \dots$ werden folgende Befehle durchgeführt, bis Konvergenz erreicht ist:

- a. Lösung des Systems $J(x) \cdot \delta_k = -f(x_k)$
- b. Erhöhe
$$x_{k+1} = x_k + \lambda \cdot \delta_k \quad , \quad 0 < \lambda < 1$$
- c. Konvergenz testen.

Dabei stellt x_k die k -te Iteration von x und $J(x)$ die Jacobi Matrix des Problems dar. Der nächste Iterationsschritt wird über die konstante Schrittweite δ_k und einem variablen Skalar λ bestimmt.

Die Vorgabe der Startwerte x_0 ist für eine physikalisch sinnvolle und schnelle Lösung des Problems von entscheidender Bedeutung.

Für die Lösung des in Schritt 2a gegebenen Gleichungssystems stehen in KINSOL zwei Varianten zur Verfügung.

- KINDENSE: direktes Lösungsverfahren (Newton-Verfahren),
- GMRES: iterativer, linearer Löser. Dieses Lösungsverfahren bedingt eine möglichst gute Präkonditionierung sowie Skalierung der Jakobi-Matrix (Krylov).

Für die Berechnungen im Rahmen des neuen Modells wird das Newton-Verfahren angewendet.

Weiterhin stehen dem User von KINSOL neben der Definition des Gleichungssystems, der Auswahl des Lösungsverfahrens und die Vorgabe geeigneter Startwerte einige weitere Einflussmöglichkeiten zur Verbesserung der Konvergenz zur Verfügung:

1. Beeinflussung der Anzahl an wiederholter Berechnung der Jakobi-Matrix: Die Berechnung der Jakobi-Matrix ist im Allgemeinen sehr rechenintensiv. Daher kann die Anzahl der Iterationen zwischen den Neuberechnungen der Jakobi-Matrix gewählt werden. Falls keine weiteren Angaben vorhanden sind, wird die Jakobi-Matrix alle 10 Iterationsschritte erneut berechnet. In diesem Modell wird die Jakobi-Matrix, basierend auf vorangegangenen Untersuchungen im Direktverdampfungssystem, in jedem zweiten Iterationsschritt aktualisiert.

2. Einführen von Skalierungs-Matrizen: Die Skalierung ist für den Variablenvektor x sowie für den Vektor des Gleichungssystems f möglich. Dabei werden die Vektoren jeweils mit einer Diagonalmatrix (Skalierungsmatrix) multipliziert. Ziel ist es, dass die Elemente der dadurch entstehende Variablenvektors x für späte Iterationsschritte (nahe der Lösung) sowie die des Problemvektors f für frühe Iterationsschritte (weit weg von der Lösung) eine ähnliche Dimension aufweisen. Es wird dem Ansatz nachgegangen, dass die Elemente des Variablenvektors jeweils durch den Betrag des aktuellen Werts der Variable dividiert werden. Analog werden die Gleichungen im Vektor f durch die Beträge der jeweiligen Gleichungselemente dividiert.
3. Vorgabe der Jakobi Matrix: Diese wird im Standardfall durch den Differenzenquotienten approximiert. Darüber hinaus besteht die Möglichkeit eine manuelle Jakobi-Matrix zu implementieren. Dies ist dann sinnvoll, wenn die standardmäßig vorgegebene Jakobi-Matrix mit den Differenzenquotienten keine hinreichende Konvergenz erzielt. Es sollte ein Ansatz der Jakobi-Matrix gewählt werden, der das Problem entsprechend genauer abbildet und physikalisch sinnvolle Relationen zwischen den Variablen ausnutzt. In dieser Arbeit wurde aufgrund der ohnehin schon schnellen Rechenzeit auf eine manuelle Implementierung der Jakobi-Matrix verzichtet.
4. Veränderung der Schrittweiten-Skalierung λ : Die hier verwendete Skalierung ist auf den Standardwert 1 festgelegt. Diese kann im Bedarfsfall hinuntergesetzt werden. Die Erhöhung der Iterationsschritte geht mit einer höheren Ergebnisgenauigkeit einher, bedingt jedoch Einbußen hinsichtlich der Rechenzeit.

Auf die Beschreibung weitere Maßnahmen wie z.B. die Vorgabe von Toleranzgrenzen oder das Einführen weiterer Restriktionen (u.a. Nichtnegativität) wird im Rahmen dieser Arbeit auf das Handbuch von KINSOL verwiesen [40].

4 Implementierung des neuen Modells

Das neue Modell umfasst einen Ansatz zur orts aufgelösten Berechnung der Zustandsgrößen, die Integration einer *freeze protection* sowie die Berücksichtigung einer variablen Feldeintrittstemperatur bei Teillast. Der Genauigkeitsgrad der Simulationsergebnisse soll durch diese Maßnahmen, insbesondere in Hinblick auf die Wärmeverluste im Solarfeld und damit auch hinsichtlich des thermischen Outputs deutlich verbessert werden. In diesem Kapitel wird das Modell detailliert beschrieben und die Implementierungsmaßnahmen in *greenius* erläutert.

4.1 Modellierung des Solarfeldes

Basierend auf den Überlegungen eines in *greenius* implementierten Modells für Direktverdampfungssysteme soll ein modifizierter Modellansatz für einphasige Wärmeträgerfluide gewählt werden. Im erweiterten Feldmodel oder *Enhanced field model for Single Phase heat transfer fluids (ESP)* wird das Solarfeld in einzelne Abschnitte unterteilt, für die jeweils Energie- und Massenbilanzen zur Berechnung der örtlichen Zustandsgrößen gebildet werden. Der rechnerische Aufwand wird dadurch deutlich erhöht. Die Visualisierung des Modells ist Abbildung A 1 im Anhang zu entnehmen.

Das Solarfeld wird in diesem neuen Ansatz in N_X Abschnitte unterteilt. Dabei werden die beiden *Header* (Zubringerleitungen) als erster ($i=0$) und letzter Knoten ($i=N_X-1$) modelliert. Hier wird keine Wärme absorbiert, jedoch geht Wärme in den langen Rohrleitungen an die Umgebung verloren. Zwischen den beiden Headern befinden sich die Kollektorknoten. In *greenius* wird repräsentativ für das ganze Solarfeld nur ein Kollektorstrang (auch Loop) modelliert und berechnet. Hier werden neben der absorbierten Wärme Q_{abs} auch die Wärmeverluste an die Umgebung Q_{heat} berechnet. Letztere bestehen in modernen Parabolrinnenkraftwerken i.A. aus Strahlungsverlusten. Durch den Einsatz von Vakuumröhrenkollektoren können konvektive Wärmeverluste vermieden werden, die selektive Beschichtung kann i.d.R. jedoch nur das Emittieren von Wärmestrahlung in einem bestimmten Wellenlängenbereich verhindern. Aufgrund von räumlichen und zeitlichen Temperaturunterschieden innerhalb des Solarfeldes lassen sich

die Strahlungsverluste jedoch nicht gänzlich vermeiden. Weitere Rohrleitungsverluste Q_{pipe} innerhalb des Solarfeldes entstehen in der Verbindungsverrohrung zwischen den einzelnen Kollektoren.

4.1.1 Berechnungsgrundlagen

In einem Direktverdampfungssystem hat die Dichteänderung durch den Verdampfungsprozess einen wesentlichen Einfluss auf die Energie- und Massenbilanzen innerhalb des Kollektorstrangs. Grund dafür ist, dass sich das Rohrvolumen nicht ändert, der Massenstrom innerhalb des Loops jedoch aufgrund der teils hohen Temperaturgradienten und damit verbundenen Dichteveränderungen nicht konstant ist. Eine Annahme in dem in *greenius* verwendeten Modell ist, dass der Druck innerhalb eines Knotens konstant ist. Innerhalb des Kollektorfeldes nimmt dieser linear ab. Der für Direktverdampfung implementierte Ansatz zur Berechnung der Zustandsgrößen eines Knotenelements kann im Wesentlichen auch für einphasige Wärmeträgerfluide übernommen werden, deren Dichteänderung zwar nicht so gravierend ausfällt wie bei der Direktverdampfung, trotzdem einen gewissen Einfluss auf die Simulationsergebnisse hat. Ein repräsentativer Kollektorknoten j ist in folgender Abbildung dargestellt.

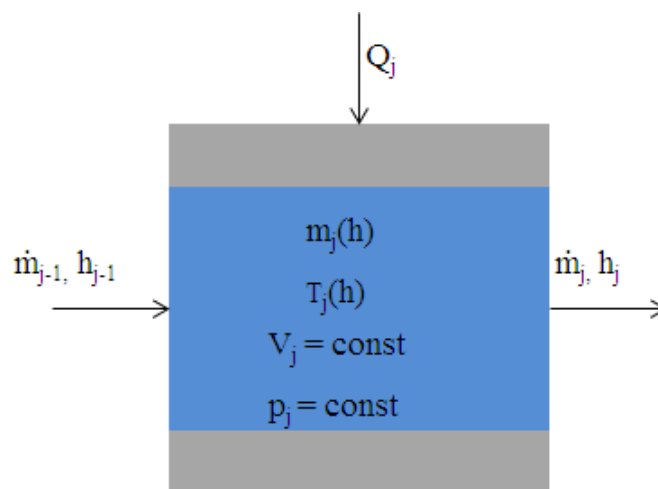


Abbildung 4.1: Repräsentatives ortsaufgelöstes Knotenelement

In dieser Abbildung sind alle relevanten Zustandsgrößen dargestellt. Die Masse in dem Knotenelement $m_j(h)$ ist genau wie die Temperatur $T_j(h)$ als Funktion der örtlichen Enthalpie abgebildet. Eindeutig lassen sich die Zustandsgrößen nur unter Einbeziehung des Drucks bestimmen. Mangels Stoffdaten für die verschiedenen betrachteten

Wärmeträgerfluide wird die Druckabhängigkeit der Zustandsgrößen in diesem Modell jedoch vernachlässigt.

Der aus einem Kollektorelement austretende Massenstrom \dot{m}_{j-1} entspricht aufgrund der Variation der Dichte von einem Zeitschritt auf den nächsten nicht der eintretenden Masse \dot{m}_j . Die Massenbilanz stellt sich für den Abschnitt j im Zeitschritt k wie folgt dar:

$$\dot{m}_j^k = \dot{m}_{j-1}^k - \frac{m_j^k - m_j^{k-1}}{\Delta t} \quad (4.1)$$

Die Enthalpieänderung zwischen ein- und austretender Massen liegt darin begründet, dass ein Nettowärmestrom die Bilanzgrenze überschreitet. Dieser berechnet sich zu:

$$Q_j = Q_{abs,j} - Q_{heat,j}(T) - Q_{pipe,j}(T) \quad (4.2)$$

Die Berechnungen der einzelnen Wärmemengen erfolgen analog zu den in Kapitel 3.2 vorgestellten Gleichungen, jedoch bezogen auf ein Kollektorelement j. Die Ortsauflösung berücksichtigt bei der Berechnung der Verlustterme die aktuelle Temperatur in dem jeweiligen Knoten, die im Falle der Kollektorverluste gar mit der vierten Potenz in die Berechnung eingeht. Die Energiebilanz um den Knoten j zum Zeitpunkt k ergibt sich zu:

$$Q_j^k = \underbrace{(\dot{m}_j^k \cdot h_j^k - \dot{m}_{j-1}^k \cdot h_{j-1}^k) \cdot \Delta t}_{\text{Konvektiver Wärmetransport}} + \underbrace{m_j^k \cdot h_j^k - m_j^{k-1} \cdot h_j^{k-1}}_{\text{Aufheizung Fluid}} + \underbrace{m_w \cdot c_{p,w} \cdot (T_j^k - T_j^{k-1})}_{\text{Aufheizung Rohrwand}} \quad (4.3)$$

Diese Bilanzgleichung wird für alle Knoten aufgestellt. Sie ist die Grundlage für die Berechnung der aktuellen Zustandsgrößen. Die Masse sowie die spezifische Wärmekapazität der metallischen Rohrwand werden als konstant angenommen. Der Index (k-1) beschreibt den Zustand des vorangegangenen Zeitschritts, der Index (j-1) definiert die Zustandsgrößen des Vorgängerknotens.

Der aus dem Element austretende Massenstrom wird in Anlehnung an Gleichung (4.1) berechnet.

Die in dieser Gleichung auftretende Masse m_j^k wird über den Zusammenhang zwischen temperaturabhängiger Dichte und konstantem Rohrvolumen bestimmt.

$$m = \frac{V}{\rho(T)} \quad (4.4)$$

Die Lösung des Systems bedingt die Definition von Funktionen, mit denen sich die Zustandsgrößen in Abhängigkeit von der Enthalpie eindeutig bestimmen lassen. Bei Direktverdampfungssystemen kann hier auf die Wasserdampf tabel zurückgegriffen werden. Die Datenverfügbarkeit von Wasser ist allerdings deutlich besser als bei den hier betrachteten Thermoölen und Salzen. Insbesondere die Druckabhängigkeit wird bei der Untersuchung von Stoffdaten für Flüssigkeiten häufig vernachlässigt. Aufgrund dessen wird auf Herstellerdaten zurückgegriffen, die das Verhalten des Fluids bei Atmosphärendruck darstellen. Die empirischen Daten werden zur besseren Handhabung in *greenius* mittels eines Polynoms dritten Grades approximiert. Beispielhaft kann man anhand von Abbildung 4.2 erkennen, dass ein solches Polynom die Temperaturabhängigkeit der Dichte von Dowtherm A in einem weiten Temperaturbereich hinreichend genau abbildet.

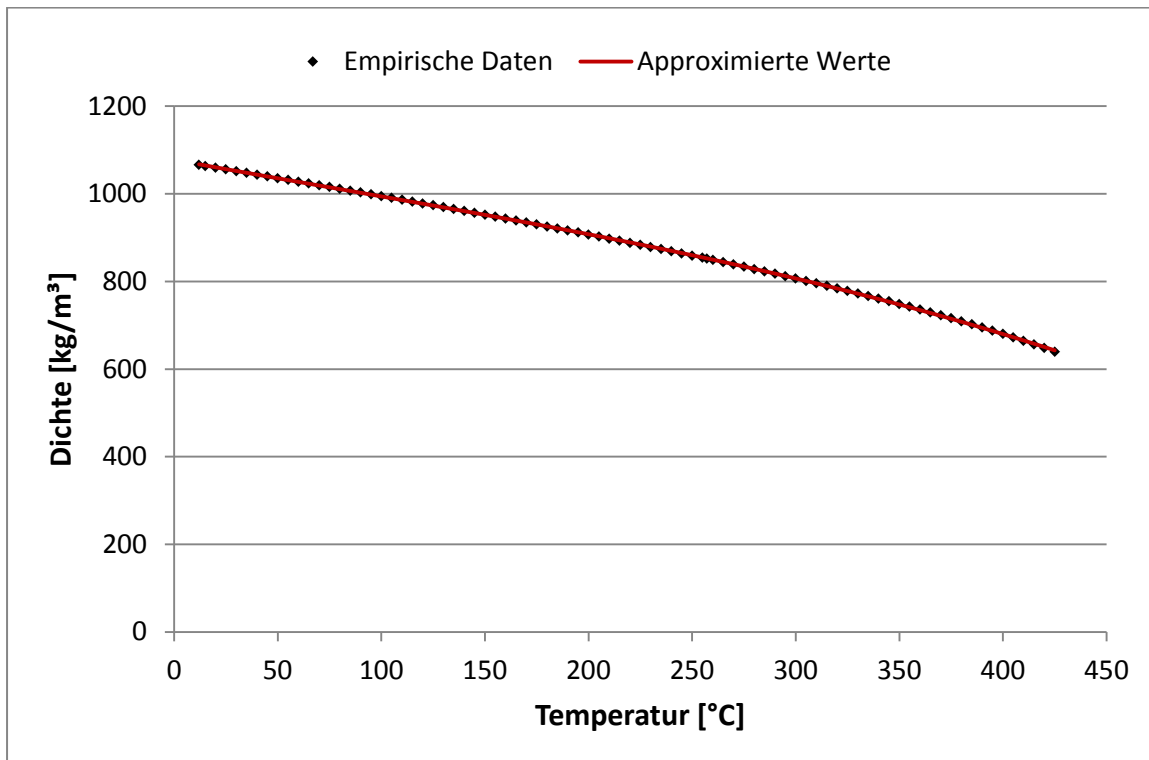


Abbildung 4.2: Temperaturabhängigkeit der Dichte von DOWTHERM A (Daten aus [41])

Die Dichte wird in dieser Grafik ab einer Temperatur von 12°C dargestellt. Diese Temperatur entspricht der Erstarrungstemperatur des Fluids. Die Enthalpie zur Erstarrungstemperatur wurde als Referenzenthalpie festgelegt. Dieser Referenzpunkt kann tendenziell beliebig gewählt werden, wurde zur besseren Vergleichbarkeit für alle Fluide bei einer Temperatur von 12°C bei Atmosphärendruck definiert. Allen Temperaturen, die unterhalb dieser Erstarrungstemperatur liegen, wird eine Enthalpie von null zugeordnet.

4.1.2 Darstellung des nichtlinearen Gleichungssystems

Das bei der Modellierung des Solarfeldes entstehende nichtlineare Gleichungssystem wird in folgendem Kapitel dargestellt. Wie bereits beschrieben, wird über die Energiebilanz (4.3) ein nichtlineares Gleichungssystem mit je N Variablen und Gleichungen aufgestellt, das mithilfe des Tools KINSOL gelöst werden muss. Die Enthalpien innerhalb des Loops stellen in diesem Gleichungssystem die Unbekannten 1...N-2 dar. Zur Bestimmung der Enthalpie des betrachteten Knotens in Gleichung (4.3) müssen die Zustandsgrößen des Vorgängerknotens bekannt sein. Da das erste Element im Solarfeld ($j=0$) keinen unmittelbaren Vorgängerknoten aufweist, müssen hier einige Annahmen hinsichtlich des eintretenden Massenstroms und der Enthalpie getroffen werden. Diese Annahmen richten sich nach dem aktuellen Betriebsmodus.

Im neuen Modell werden drei verschiedene Betriebsmodi definiert. Je nach eingesetztem Wärmeträgerfluid (Salze oder Thermoöle) werden unterschiedliche Annahmen hinsichtlich der Betriebsmodi getroffen.

Freeze protection (Modus 0)

Das System befindet sich dann im sogenannten Freeze protection-Modus, wenn die Wärmeverluste im Solarfeld so groß sind, dass das Wärmeträgerfluid innerhalb des Solarfeldes eine Temperatur erreicht, die leicht oberhalb der Erstarrungstemperatur liegt. Dieser Modus ist insbesondere dann von Relevanz, wenn niedrige Außentemperaturen bei geringen Einstrahlungswerten (z.B. Nachtbetrieb im Winter) eintreten. Eine Erstarrung des Wärmeträgerfluids muss unbedingt im gesamten Kraftwerkssystem verhindert werden. Die technischen Möglichkeiten und die im Rahmen des Modells durchgeführten Implementierungsmaßnahmen werden separat in Kapitel 4.3 diskutiert.

Umwälzbetrieb (Modus 1)

Im Modus 1 befindet sich das System im Umwälzbetrieb. Hier wird das Fluid ohne externe Wärmezufuhr und ohne Wärme an den Sekundärkreis abzugeben, durch das Solarfeld rezirkuliert. Die Temperatur des Fluids kann bei höheren Einstrahlungen innerhalb des Solarfeldes steigen und bei niedrigen Einstrahlungen sinken. Die Einstrahlung reicht allerdings nicht, um das Fluid derart aufzuwärmen, dass am Ende des Kollektorfeldes Nominalbedingungen erreicht werden. Gleichmaßen wird die Abkühlung bei geringer oder ausbleibender Einstrahlung niemals derart sein, dass im Feld Erstarrungsgefahr herrscht.

Produktionsbetrieb (Modus 2)

Im Modus 2 wird Strom generiert. Das Fluid wird im Solarfeld durch Aufnahme der solaren Strahlungsenergie erhitzt, sodass am Ende des Feldes Nominalbedingungen erreicht werden. Die Nominalenthalpien unterscheiden sich aufgrund der erzielbaren Maximaltemperaturen je nach Fluid.

Der Massenstrom ($\dot{m}_{Fluidloc}$), der in das Solarfeld eintritt, tritt zunächst als zusätzliche Variable in der ersten Gleichung des Gleichungssystems auf. Er ist grundsätzlich vom Modus abhängig. Im Freeze protection-Modus wird dieser Massenstrom vorgegeben und wird je nach Fluid unterschiedlich gewählt. Da die Erstarrungsgefahr von Thermoölen innerhalb des Solarfeldes gering ist, kann der Massenstrom auf 10% des Nominalmassenstroms reduziert werden. Aufgrund der erhöhten Wärmeverluste bei geringen Massenströmen treten bei Salzen im Feld deutlich höhere Temperaturgradienten auf. Daher wurde der Massenstrom für die hier betrachteten Salze auf 20% des Nominalmassenstroms festgelegt. Entscheidend für die Lösung des Gleichungssystems ist, dass der Massenstrom in diesem Modus keine Unbekannte darstellt.

Gleiches gilt für das System, wenn es sich im Modus 1 (Umwälzbetrieb) befindet. Der Eintrittsmassenstrom wird in diesem Modus je nach aktueller Einstrahlung vorgegeben. Bei geringen Einstrahlungswerten ($DNI < 30 \text{ W/m}^2$) wird der Massenstrom auf 10% des Nominalmassenstroms gesetzt, bei Salzen liegt der Massenstrom abermals bei 20% des Nominalmassenstroms. Bei höheren Einstrahlungswerten ($30 \text{ W/m}^2 < DNI < 600 \text{ W/m}^2$)

kann er entsprechend einer Nutzervorgabe vorgegeben werden. Beträgt die Einstrahlung mehr als 600 W/m^2 so wird der Massenstrom im Modus 1 auf 50% des Nominalmassenstroms hochgeregt¹⁵. Grundsätzlich soll dadurch der Trägheit des Headers (letztes Knotenelement) entgegengewirkt werden. Dieser beinhaltet aufgrund des großen Durchmessers ein Vielfaches der Masse, verglichen mit dem Absorberrohr. Dadurch würde der Header bei einem geringen Massenstrom und hohen Einstrahlungen durch den Kollektorstrang nur wenig aufgeheizt und die Normbedingung nur selten erreicht werden. Darüber hinaus würden die Temperaturen innerhalb des Feldes bei geringen Massenströmen deutlich über die maximal zulässige Temperatur steigen.

Im Modus 2 (Produktionsmodus) tritt der Massenstrom als eine zusätzliche Variable auf. Er soll in diesem Modus derart geregelt werden, dass am Ende des Solarfeldes Nominalbedingungen erreicht werden. So treten bei geringen Einstrahlungen meist kleine Massenströme auf, da die aufgenommene Wärme proportional zum Massenstrom ist. Einzige Einschränkung hierbei ist, dass der Massenstrom niemals unter dem Minimalmassenstrom geregelt wird, da die Umwälzpumpen nur für bestimmte Teillasten ausgelegt sind.

Die Kenntnis der Feldeintrittsenthalpie (*hFluidloc*) ist ebenfalls für die Berechnungen in den Solarfeldabschnitten notwendig. Es wird wiederum nach Betriebsmodus differenziert. Zusätzliche Unterscheidungen müssen hinsichtlich der unterschiedlichen Wärmeträgerfluide gemacht werden.

Im Modus 0 ist die Eintrittsenthalpie eine Unbekannte. Durch externe Wärmezufuhr (*Q_FreezeProt*) soll die Eintrittsenthalpie so weit erhöht werden, dass an keiner Stelle innerhalb des Solarfeldes die Erstarrungstemperatur des Fluids unterschritten und am Feldaustritt eine definierte Austrittsenthalpie erreicht wird. Diese richtet sich nach der Erstarrungstemperatur des Fluids zuzüglich eines Sicherheitsfaktors.

Im Umwälzmodus wie im Produktionsmodus ist die Feldeintrittsenthalpie bekannt.

Die bei der Berechnung der orts aufgelösten Zustandsgrößen auftretenden Variablen und das dazugehörige nichtlineare Gleichungssystem sind in folgenden Formeln

¹⁵ Die Massenstromerhöhung kann auch bei anderen Einstrahlungswerten erfolgen. Im Rahmen der Implementierungsarbeiten erwies sich eine DNI-Grenze von 600 W/m^2 hinsichtlich Robustheit und Plausibilität der Simulationsergebnisse als sinnvoll.

zusammengefasst. Dabei entspricht der Vektor x dem Variablenvektor und f dem sogenannten Residuenvektor. Letzterer enthält die Gleichungen, über die die Variablen bestimmt werden sollen.

Für die Knoten $i = 1 \dots N - 2$ gilt:

$$x_i = h_i \quad (4.5)$$

$$f_i = Q_i^k - (\dot{m}_i^k \cdot h_i^k - \dot{m}_{i-1}^k \cdot h_{i-1}^k) \cdot \Delta t - m_i^k \cdot h_i^k + m_i^{k-1} \cdot h_i^{k-1} - m_w \cdot c_{p,w} \cdot (T_i^k - T_i^{k-1}) \quad (4.6)$$

Für die zusätzliche Variable $N - 1$ gilt

$$x_{N-1} = \begin{cases} h_{Fluidloc} & , Modus 0 \\ 0 & , Modus 1 \\ \dot{m}_{Fluidloc} & , Modus 2 \end{cases} \quad (4.7)$$

$$f_{N-1} = \begin{cases} h_{NX-1} - h_{out,Freezeprot} & , Modus 0 \\ 0 & , Modus 1 \\ h_{NX-1} - h_{out,nom} & , Modus 2 \end{cases} \quad (4.8)$$

Die Variable x_N sowie die heranzuziehenden Gleichungen zur Bestimmung dieser werden im folgenden Kapitel dargestellt.

4.1.3 Berücksichtigung des Teillastverhaltens im Powerblock

Bei der zusätzlichen Variablen x_N handelt es sich um die Austrittsenthalpie aus dem Powerblock, die lediglich im Produktionsmodus auftritt. Zur Bestimmung dieser wird keine Gleichung im eigentlichen Sinne verwendet. Sie wird unter Einbeziehung einer Gleichung und einer implementierten Funktion aus *greenius* bestimmt. Bei der zusätzlichen Gleichung handelt es sich um eine Energiebilanz um den Wärmetauscher zum Powerblock.

$$Q_{out} = \dot{m}_{out} \cdot (h_{out,nom} - h_{out,Powerblock}(Q_{out})) \quad (4.9)$$

Der Massenstrom entspricht dem Massenstrom, der das Solarfeld verlässt. Die Nominalenthalpie ist ebenfalls bekannt. Der thermische Output tritt hingegen als zusätzliche Variable auf.

Bei diesem Ansatz soll die variable Austrittstemperatur aus dem Powerblock aufgrund verschiedener Lastzustände des Powerblocks berücksichtigt werden. Befindet sich das System in Teillast, so wird der Massenstrom reduziert. Ein geringerer Massenstrom wird sich im Wärmetauscher weiter abkühlen als der Massenstrom im Nominalbetrieb, auf den der Wärmetauscher eigentlich ausgelegt ist. Daraus resultiert, dass die variable Austrittstemperatur aus dem Powerblock wiederum vom aktuellen Lastzustand bzw. vom thermischen Output abhängt.

Für die in *greenius* abbildbaren Powerblocks werden Daten für die Auslasstemperatur aus dem Wärmetauscher in Abhängigkeit von den folgenden Größen übergeben:

- Einlasstemperatur in den Wärmetauscher,
- Umgebungstemperatur, -druck und Luftfeuchte,
- Kondensatordruck,
- Last,
- Thermischer Input in den Wärmetauscher.

Die Werte für die Auslasstemperatur in Abhängigkeit von den genannten Größen (einige Größen werden dabei als konstant angenommen) werden in Form einer mehrdimensionalen Matrix in *greenius* geladen. Dabei ist die Einlasstemperatur in den Wärmetauscher als konstant anzunehmen, weil im Produktionsmodus stets Nominalbedingungen erreicht werden. Wird die Nominaltemperatur auch mit geringen Massenströmen nicht erreicht, so befindet sich das System im Modus 1 und wird rezirkuliert, ohne den Wärmetauscher zu speisen. Die Umgebungsbedingungen, der Kondensatordruck sowie der Lastgang haben in dem hier verwendeten Kennfeld keinen Einfluss auf die Austrittstemperatur. Somit beeinflusst lediglich der thermische Input in den Wärmetauscher die Austrittstemperatur aus selbigem. Dieser entspricht gerade dem thermischen Output aus dem Solarfeld. Auf Basis dieser Überlegungen konnte eine Funktion definiert werden, die aus der in *greenius* geladenen Datenmatrix unter Berücksichtigung des thermischen Outputs die Auslasstemperatur aus dem Powerblock bestimmt. Dabei wird eine lineare Interpolation zwischen zwei Stützstellen durchgeführt. Die Unterschreitung der Freeze protection-Temperatur wird technisch mithilfe eines

Bypasses um den Wärmetauscher vermieden, welcher in einem separaten Modell zur Abbildung des Powerblocks berücksichtigt werden muss.

Der Variablen- und der Residuenvektor werden durch Berücksichtigung der variablen Powerblock-Austrittstemperatur wie folgt erweitert:

$$x_N = \begin{cases} 0 & , Modus\ 0 \\ 0 & , Modus\ 1 \\ h_{out,Powerblock} & , Modus\ 2 \end{cases} \quad (4.10)$$

$$f_N = \begin{cases} 0 & , Modus\ 0 \\ 0 & , Modus\ 1 \\ Q_{out} - Q_{out}(h_{out,Powerblock}) & , Modus\ 2 \end{cases} \quad (4.11)$$

4.1.4 Startwerte

Wie in Kapitel 3.3 beschrieben, hat die Auswahl der Startwerte für die Iteration einen erheblichen Einfluss auf die Konvergenz des Löser. Grundsätzlich soll der KINSOL-Löser die Lösung des aktuellen Zeitschritts auf Basis der des vorangegangenen Zeitschritts bestimmen. Die Lösungen des vorangehenden Zeitschritts x^{t-1} werden somit als Startwertvektor x_0^t des aktuellen Zeitschritts verwendet. Wird dabei keine Lösung erzielt, müssen dem Löser andere Startwerte vorgegeben werden.

Die Startwertprofile der gesuchten Enthalpien werden je nach Modus unterschieden. Sie sind für ein Thermoöl beispielhaft in Abbildung 4.3 dargestellt.

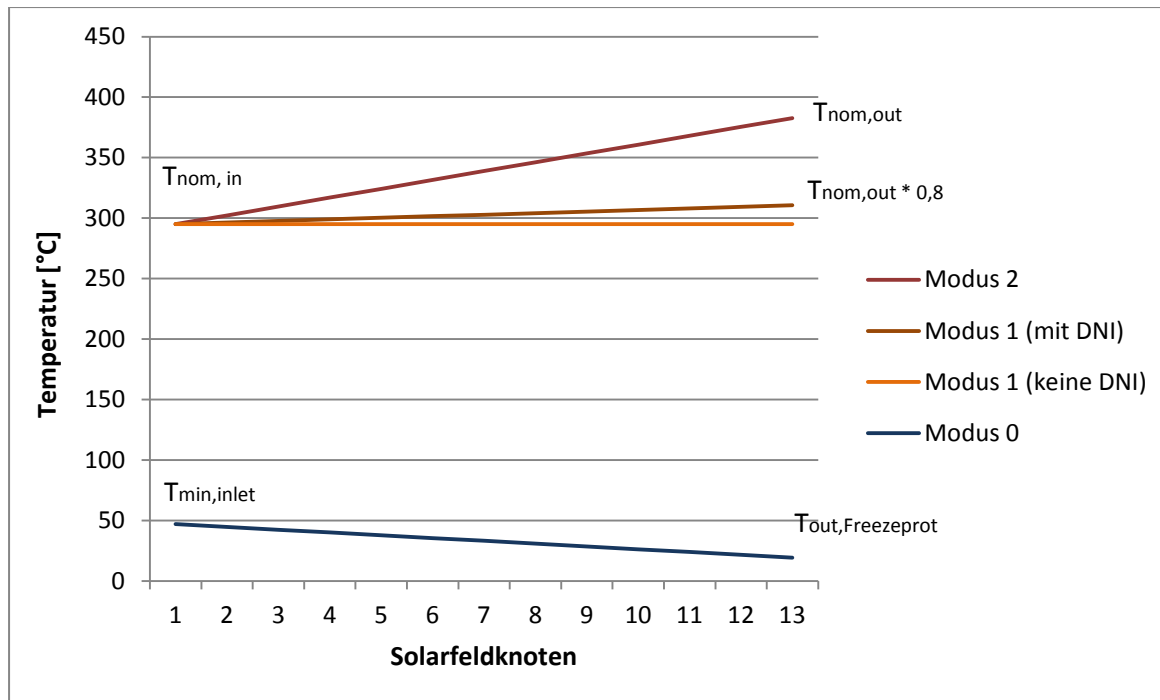


Abbildung 4.3: Beispielhafte Startwertprofile für Ölsysteme

Im Modus 0 wird angenommen, dass sich das Fluid abkühlt. Die Eintrittsenthalpie soll dabei für Salzsysteme über die Temperatur des kalten Speichers berechnet werden. Diese Annahme folgt aus dem speziellen Kraftwerksaufbau bei Salzsystemen, in dem der Speicher zwischen Powerblock und Solarfeld in Reihe geschaltet ist (s. Kapitel 2.2.2). Der Modus 0 wurde so definiert, dass am Solarfeldaustritt gerade die Enthalpie erreicht wird, die der Freeze protection-Temperatur entspricht. Zwischen der Eintritts- und Austrittsenthalpie soll ein linearer Verlauf angenommen werden. Für Öle wird am Feldaustritt ebenfalls der Freeze protection-Zustand erreicht. Die Eintrittsenthalpie wird vereinfachend für eine Temperatur berechnet, die 30°C über der Freeze protection-Temperatur (im Folgenden auch *minimale Eintrittsenthalpie*) liegt.

Im Modus 1 wird für Salze abermals die Temperatur des Kalttanks herangezogen, für Öle wird bei hoher Einstrahlung der Wert der nominalen Feldeintrittstemperatur, für geringe Einstrahlung die minimale Eintrittsenthalpie angenommen. Diese Enthalpien werden für die definierten Startwerte je nach Einstrahlung entweder als konstant oder als leicht steigend angenommen.

Im Produktionsmodus wird ein linear zunehmender Verlauf der Enthalpie angenommen. Die Eintrittsbedingungen sind für Salze abermals entsprechend der Kaltspeichertank-Temperatur bzw. für Öle entsprechend eines nominalen Eintrittswertes definiert. In jedem Fall werden im Modus 2 am Ende des Kollektorfeldes Nominalbedingungen erreicht.

Der Startwert der vorletzten Variablen x_{N-1} entspricht ebenfalls dem Wert der Lösung des vorangegangenen Zeitschritts. Führt dies nicht zu einer Lösung, so wird vereinfachend angenommen, dass im Modus 0 die gesuchte Eintrittsenthalpie für Öle der minimalen Eintrittsenthalpie, für Salze der Kaltspeicherenthalpie entspricht. Für den Modus 1 ist $x_{N-1} = 0$, daher werden keine Startwerte vorgegeben. Im Modus 2 wird der unbekannte Massenstrom zunächst mit dem Massenstrom des vorherigen Zeitschritts approximiert. Falls damit keine Lösung erzielt wird, wird dieser über eine Approximation berechnet, die entsprechend des Simple Models einen Wärmeoutput berechnet, der auf einer mittleren Solarfeldtemperatur beruht. Weiterhin wird für diesen Modus die letzte Unbekannte x_N mit einer nominalen Eintrittsenthalpie als Startwert approximiert.

4.2 Rezirkulation und Modellierung des Fluidbuffers

Im Modus 0 und 1 wird der komplette Massenstrom rezirkuliert. Der Zustand des rezirkulierenden Massenstroms entspricht genau dem des aus dem heißen Header austretenden Massenstroms. Im Modus 0 wird dieser gerade eine Temperatur knapp über der Erstarrungstemperatur des Fluids einnehmen. Im Modus 1 liegt die Temperatur zwischen der Erstarrungstemperatur und der Nominaltemperatur.

Für den Fall, dass sich das Fluid aufheizt, wird im Solarfeld aufgrund der Dichteänderung Masse verdrängt. Die verdrängte Masse wird in einem Ausdehnungsgefäß (im Folgenden auch *Fluidbuffer* genannt) aufgenommen und gespeichert. Kühlt das System ab, sinkt die Fluidichte abermals und dem System muss Masse zugeführt werden. Die im Fluidbuffer gespeicherte Masse erfährt aufgrund der Wechselwirkung mit der Umgebung Wärmeverluste. Diese werden mittels eines spezifischen Verlustfaktors berechnet, der unter der Annahme bestimmt wird, dass die Temperatur der Masse im Ausdehnungsgefäß innerhalb von 12 Stunden auf Umgebungstemperatur absinkt. Dabei kann es insbesondere bei Salzsystemen vorkommen, dass sich das Fluid auf Erstarrungstemperatur abkühlt. Um dies zu verhindern, wird in diesem Fall ein externer Wärmestrom zugeführt. Der Wärmestrom sorgt dafür, dass die komplette Masse im Fluidbuffer auf eine

Mindesttemperatur erhitzt wird, welche im Falle von Salzen der Kalttankspeichertemperatur und bei Ölen der Temperatur entsprechend der minimalen Eintrittsenthalpie entspricht. Dabei sei angemerkt, dass ein Wärmestrom unabhängig vom aktuellen Betriebsmodus zugeführt werden kann.

Das neu implementierte Modell sieht vor, dass bei einer notwendigen Nachspeisung ($\dot{m}_{feed} > 0$) zunächst Masse aus dem Ausdehnungsgefäß entnommen wird und erst, wenn diese nicht ausreicht, neues Fluid nachgeführt wird (*Fresh_Feed*). Dies ist z.B. bei einer erhöhten Einstrahlung im Modus 1 oder im Modus 2 (keine Rezirkulation) der Fall. Die Zustandsgrößen dieses nachgeführten Massenstroms werden für die Modi 0 und 1 fest vorgegeben. Dabei werden für Salze die Kaltspeichertemperatur und für Thermoöle die Mindesteintrittstemperatur (Modus 0 und Modus 1 bei $DNI < 100 \text{ W/m}^2$) bzw. eine Nominaleintrittstemperatur (Modus 1 bei Einstrahlung $> 100 \text{ W/m}^2$) vorgegeben. Im Modus 2 wird in diesem Modell für den Massenstrom eine variable Temperatur herangezogen, welche das Lastverhalten des Gesamtsystems berücksichtigt (s. Kapitel 4.1.3). In diesem Modus gilt dann:

$$h_{FreshFeed} = h_{out,Powerblock} \quad (4.12)$$

Der Zustand der Feldeintrittsenthalpie ist somit ebenfalls in allen Betriebsmodi eindeutig bestimmt. Im Umwälzmodus wird die Feldeintrittsenthalpie über eine Energiebilanz berechnet, welche die Massenströme und Enthalpien aus der Rezirkulation und dem eventuell nachgeführten *Feed* berücksichtigt. Im Modus 2 entspricht die Feldeintrittsenthalpie gerade dem Zustand des Feeds. In beiden Fällen findet keine externe Wärmezufuhr statt ($Q_{Freezeprot} = 0$).

4.3 Modellierung der Freezeprotection

Im Folgenden sollen die implementierten Strategien zur Verhinderung der Erstarrung des Fluids im Kraftwerkssystem dargestellt werden. Zwar erfolgt die Implementierung auch für Öle, jedoch ist sie für Salze aufgrund ihrer deutlich höheren Erstarrungstemperatur relevanter.

4.3.1 Variation des Massenstroms

Durch Variation des Massenstroms können die Wärmeverluste an die Umgebung derart auf die Massen verteilt werden, dass die Erstarrungstemperatur innerhalb des Solarfeldes

niemals unterschritten wird. Eine Erhöhung des Massenstroms führt zu einer geringeren Verweilzeit innerhalb des Kollektorfeldes und damit zu einem reduzierten Temperaturabfall des Fluids. Demnach würde der Massenstrom bei niedrigen Außentemperaturen und geringer Einstrahlung erhöht werden, bei höherer Einstrahlung könnte er entsprechend gesenkt werden. Diese Regelungsart hat zur Folge, dass die unbekannte Eintrittsenthalpie im Modus 0 durch einen variablen Eintrittsmassenstrom ($\dot{m}_{\text{Fluidloc}}$) ersetzt wird. Dagegen wird ein konstanter Wärmestrom zugeführt, der diesen Massenstrom auf einen festgelegten Wert erhitzt ($h_{\text{Fluidloc}} = \text{const}$). Ein Modell, welches einen solchen Ansatz verfolgt, wurde im Rahmen dieser Arbeit zunächst implementiert. Es stellte sich jedoch heraus, dass sich die Massenströme im Nachtbetrieb als unplausibel hoch erwiesen. Dabei wurden in mehreren Stunden im Jahr Massenströme berechnet, die einem Vielfachen des Nominalmassenstroms entsprachen. Ebenfalls wurde bei relativ hohen Einstrahlungen vom Freeze-protection-Modus nicht in den Umwälzbetrieb gewechselt und das System auf entsprechend kleine Massenströme reguliert.

4.3.2 Externe Wärmezufuhr

Aufgrund der oben gezeigten Schwächen der Freeze-protection mit einem variablen Massenstrom wurde im Folgenden mit einem konstanten Massenstroms und einer variablen Feldeintrittsenthalpie gerechnet. Die Massenströme müssen im Modus 0 vorgegeben werden. Die Annahmen für die Betriebsmodi 1 und 2 bleiben unberührt.

Die variable Feldeintrittstemperatur definiert in diesem Ansatz über eine Energiebilanz wie viel Wärme extern zugeführt werden muss, damit die Temperatur im Solarfeld niemals unter die Erstarrungstemperatur fällt. Technisch sind verschiedene Varianten der externen Wärmezufuhr und entsprechenden Kraftwerksschaltungen vorstellbar. Zunächst sollte im Rahmen der Grundsätze bei EE-Kraftwerken möglichst auf den Einsatz von fossilen Brennstoffen verzichtet werden. Eine Idee ist es, Wärme aus dem Speichersystem zu verwenden. Bei Zwei-Tank-Systemen wird bevorzugt zunächst Salz aus dem Kaltspeichertank entnommen und dem Solarfeld zugeführt [42]. Die Temperatur des Kaltspeichers liegt bei ca. 290°C. Ist der Heißspeichertank geladen, kann auch diese Wärme zur Freeze-protection verwendet werden. Grundsätzlich sind höhere Temperaturen allerdings auch mit höheren Wärmeverlusten verbunden und haben darüber hinaus einen höheren exergetischen Wert. Daher würde Wärme des Heißtanks eher zur

Stromproduktion als zur Freeze protection zum Einsatz kommen. Einen beispielhaften Kraftwerksaufbau kann man Abbildung 4.4 entnehmen.

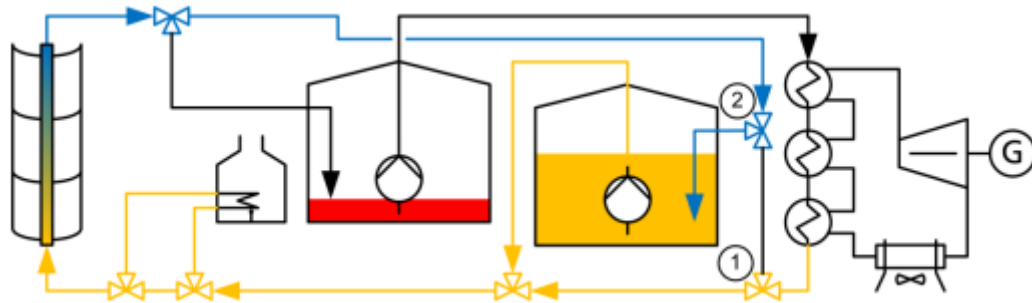


Abbildung 4.4: Freeze protection in einem 2-Tank-Speicher System [30]

Eine alternative Idee besteht darin, bei Kraftwerken mit 1-Tankspeicher die unterschiedlichen Temperaturniveaus innerhalb des Speichers möglichst effizient auszunutzen [30]. Durch Einsatz mehrerer Pumpen kann abhängig von den Umgebungsbedingungen und den aktuellen Einstrahlungswerten eine genaue Massenstromregelung gefunden werden, die die in dem Tank enthaltene Wärme optimal für die Freeze protection ausnutzt.

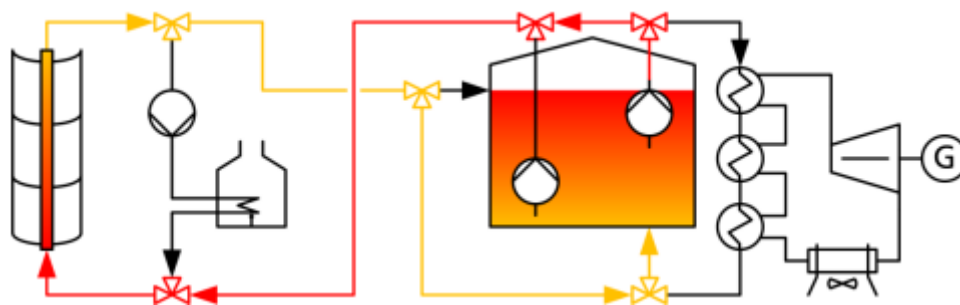


Abbildung 4.5: Freeze protection in einem 1-Tank-Speicher [30]

In beiden Konstellationen ist zusätzlich zu den Rohrleitungen zum Speicher noch eine fossile Zusatzfeuerung vorzusehen. Diese kommt insbesondere dann zum Einsatz, wenn die Wärme des Speichers nicht ausreicht, um Erstarrungsprozesse im Solarfeld zu verhindern. Aus Redundanzgründen sollte diese fossile Zufuehrung in allen Salzkraftwerken vorgesehen werden. Alternativ kann auch auf den Einsatz von der Wärme im Speicher gänzlich abgesehen werden und einzig fossil nachgefeuert werden. In

greenius kann der Nutzer über eine Eingabe angeben, welche Strategie er für die externe Wärmezufuhr bevorzugt.

Unabhängig von der Freeze protection-Strategie wird die benötigte Wärmemenge über die folgende Energiebilanz berechnet.

$$Q_{Freeze prot} = \dot{m}_{Fluid loc} \cdot h_{Fluid loc} - (\dot{m}_{Feed} \cdot h_{Feed} + \dot{m}_{Element Out[NX-1]} \cdot h_{Element Out[NX-1]}) \quad (4.13)$$

Dabei stellt der Index *ElementOut[NX-1]* den rezirkulierenden Massenstrom dar.

5 Validierung der Simulationsergebnisse

Die Validierung der Simulationsergebnisse erfolgt auf Basis eines Vergleichs zwischen dem neu implementierten Ansatz (ESP) und dem bestehenden Modell (Simple Model). Dabei werden insbesondere der thermische Output, die thermischen Verluste sowie die benötigten Wärmemengen für die Freeze protection miteinander verglichen. Darüber hinaus werden die Einflüsse der variablen Feldeintrittstemperatur sowie einer höheren zeitlichen Auflösung der Simulation untersucht. Als weiterer wesentlicher Einflussfaktor im neuen Modell hat sich die Modellierung des Headers erwiesen. Der Einfluss einer höheren Knotenanzahl im Header wurde ebenfalls analysiert. Die Anzahl der Kollektorknoten ($1 \dots NX-1$) kann grundsätzlich verändert werden. Der Einfluss erwies sich allerdings als nicht signifikant, sodass die Simulationen ausschließlich mit 12 Kollektorknoten durchgeführt wurden.

Zur Untersuchung der Ergebnisse wurden Simulationen für ein System durchgeführt, welches in Hinblick auf die Kraftwerksschaltung an das Kraftwerk Andasol in der spanischen Provinz Granada angelehnt ist [43]. Die Dimensionierung des Solarfeldes sowie die betrachteten meteorologischen Daten wurde entsprechend der untersuchten Einflussgrößen angepasst. Der eingesetzte Kollektor ist der derzeit größte am Markt befindliche Kollektor *Ultimate Trough*. Dieser verfügt über eine gesamte Aperturfläche von 1716 m^2 und eine Gesamtlänge von ca. 246,7 m. Das System verfügt über einen 2-Tank-Speicher, dessen Kapazität sich an der Größe des Feldes orientiert und welcher u.a. zur Freeze protection eingesetzt werden kann. Sofern nicht anders definiert, wurden alle Kraftwerkskomponenten entsprechend eines $50 \text{ MW}_{\text{el}}$ Powerblocks ausgelegt, sodass der thermische Input in den Powerblock einzig durch die Wärmemenge aus dem Solarfeld gedeckt ist. Weitere technische Daten des *Ultimate Trough* sind der Tabelle A 1 im Anhang zu entnehmen.

5.1 Vergleich mit bestehendem Modell (ESP vs. Simple Model)

Das Solarfeld in diesem Simulationsszenario umfasst eine Kollektorfläche von ca. 240.000 m² bei einem thermischen Output von 135.000 bis 142.000 MWh_{th}¹⁶ bezogen auf eine Referenzeinstrahlung von 800 W/m² für den spanischen Standort Andasol. Die betrachteten Wärmeträgerfluide sowie deren spezifische Betriebstemperaturen sind in folgender Tabelle zusammengefasst. Bei Salzen entspricht die Feldeintrittstemperatur der Temperatur des Kaltspeichertanks. Zur besseren Vergleichbarkeit der Fluide untereinander wurde für den neuen Ansatz das Modell verwendet, welches von einer konstanten Feldeintrittstemperatur aus dem Powerblock ausgeht.

Tabelle 5.1: Betriebstemperaturen der betrachteten Wärmeträgerfluide

Fluid	Eintrittstemperatur [°C]	Austrittstemperatur [°C]
Dowtherm A	295	393
Hitec Salt	290	515
Solar Salt	290	550

Die Verwendung des orts aufgelösten Ansatzes erhöht die Rechenzeit gegenüber dem Simple Model um ca. 2/3. Grund dafür ist, dass in jedem Zeitschritt das in Kapitel 4.1 beschriebene nichtlineare Gleichungssystem gelöst werden muss. Insgesamt dauert eine Jahressimulation mit einstündiger Auflösung der Simulationen bei den hier gewählten Testfällen zwischen 8 und 9 Sekunden.

5.1.1 Dowtherm A

Für das betrachtete Ölsystem sind die zu vergleichenden Größen in der folgenden Tabelle zusammengefasst. Dabei handelt es sich um die Werte der Jahresberechnung.

¹⁶ Unterschiede ergeben sich je nach Fluid und deren (an die Temperaturdifferenz angepassten) Massenströme.

Tabelle 5.2: Vergleich der jährlichen Simulationsergebnisse mit Dowtherm A

Vergleichsgröße	ESP	Simple Model
Qout	236,6 GWh	241,9 GWh
Qloss	65,5 GWh	64,6 GWh
<i>davon Q_{Heat}</i>	<i>35,2 GWh</i>	<i>33,9 GWh</i>
<i>davon Q_{Pipe}</i>	<i>30,3 GWh</i>	<i>30,7 GWh</i>
Wel	76,5 GWh	77,9 GWh
Produktionsstunden	2432 h	2797 h

Demnach reduziert sich der thermische Output im ortsaufgelösten Modell für Dowtherm A um 2,2%. Der elektrische Output sinkt um ca. 1,8%. Die Wärmemengen werden im Simple Model auf Basis einer mittleren Feldtemperatur bestimmt. Dies setzt einen linearen Anstieg der Temperatur innerhalb des Feldes voraus. Die jährlichen Ergebnisse deuten an, dass der lineare Ansatz für die verhältnismäßig geringen Betriebstemperaturen von Ölsystemen eine gute Annäherung darstellt. Ausnahmen hierzu stellen lediglich Aufheizungs- und Abkühlungsprozesse mit geringen Massenströmen dar. Hat die Einstrahlung einen Wert von 600 W/m² noch nicht erreicht, wird der Massenstrom entsprechend der Usereingabe (hier: 15% des Nominalmassenstroms) festgelegt. Dieser Massenstrom ist verhältnismäßig gering. Abbildung 5.1 kann ein beispielhafter Verlauf der Temperatur innerhalb des Solarfeldes beim Aufheizen entnommen werden. Man erkennt, dass für Ölsysteme auch in diesem Modus ein linearer Verlauf der Temperatur innerhalb des Feldes eine gute Näherung darstellt. Dieser Abbildung ist ebenfalls zu entnehmen, dass das letzte Knotenelement eine Besonderheit darstellt. Dieser Knoten stellt den heißen Header dar, also die Sammelleitung, die das erhitzte Fluid der einzelnen Loops zum Powerblock leitet. In diesem Knoten treten lediglich Rohrleitungsverluste auf, es wird jedoch keine Wärme absorbiert. Darüber hinaus ist die Fluid- und Rohrmasse im Header deutlich über der in den Absorberrohren, woraus eine höhere Trägheit hinsichtlich Systemänderungen resultiert.

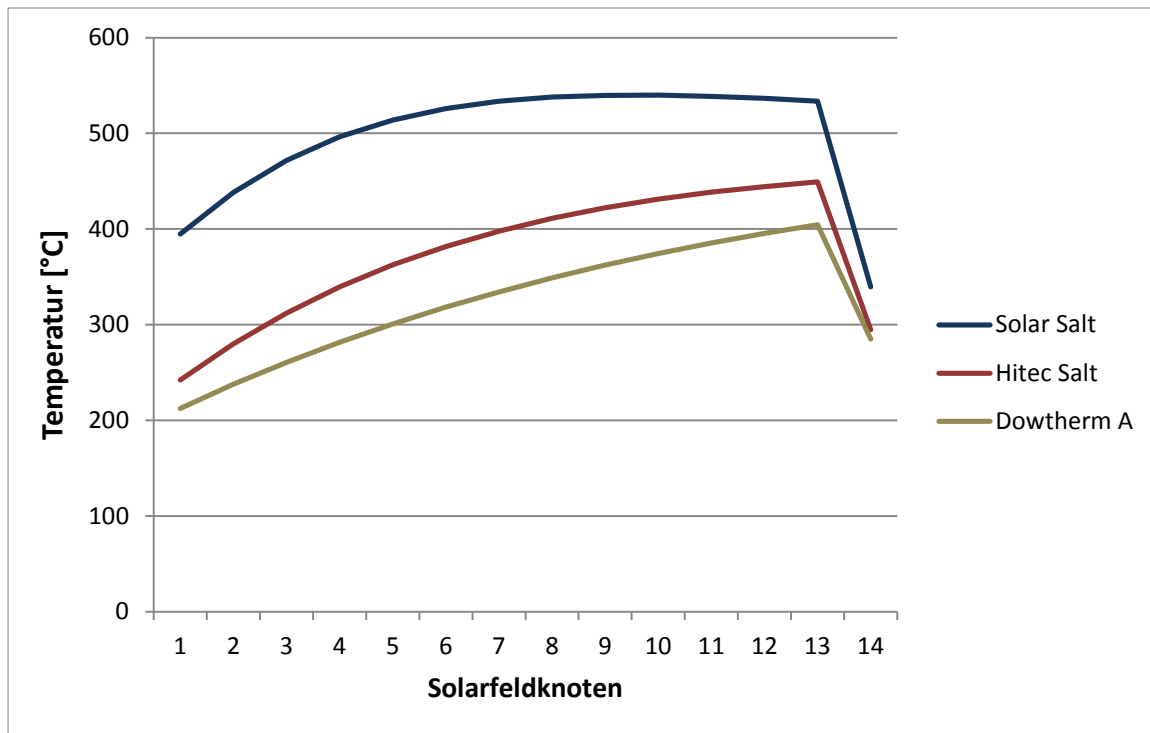


Abbildung 5.1: Temperaturverlauf im Solarfeld für verschiedene Wärmeträgerfluide im Vergleich (Aufheizen)

Der geringere thermische Output für das ESP-Modell in dem hier betrachteten Ölsystem lässt sich nicht alleine auf die unterschiedlichen Wärmeverluste zurückführen. Vielmehr liegt der Grund in den deutlich geringeren Produktionsstunden. Der thermische Output ist in Abbildung 5.2 für einen beispielhaften Tag mit hoher Einstrahlung aufgetragen. Hier erkennt man, dass das System im Simple Model früher Nominalbedingungen erreicht (08:00 Uhr). Das liegt daran, dass die Trägheit der Fluidmassen im Header im Simple Model unberücksichtigt bleibt. Obwohl die mittlere Feldtemperatur im ESP-Modell in diesem Zeitschritt über der mittleren Temperatur im Simple Model liegt, werden im Header noch keine Nominalbedingungen erreicht. Über das Jahr gesehen ergeben sich so deutlich mehr Produktionsstunden im Simple Model. Der Unterschied hinsichtlich des jährlichen Solarfeldoutputs ist dennoch gering, weil zum einen in diesen einzelnen Stunden starke Teillast gefahren wird und zum anderen in der Folgestunde im ESP-Modell mehr produziert wird, da die Fluidmasse bereits stark aufgewärmt ist.

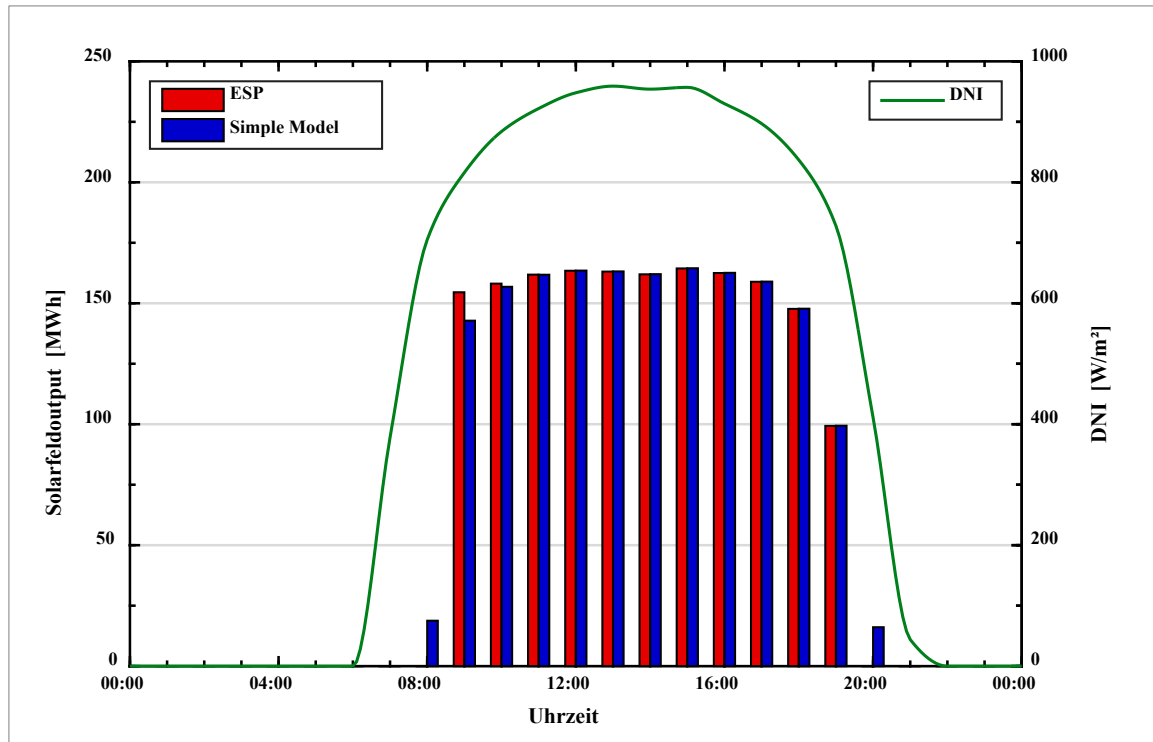


Abbildung 5.2: Thermischer Output für Dowtherm A

5.1.2 Hitec Salt

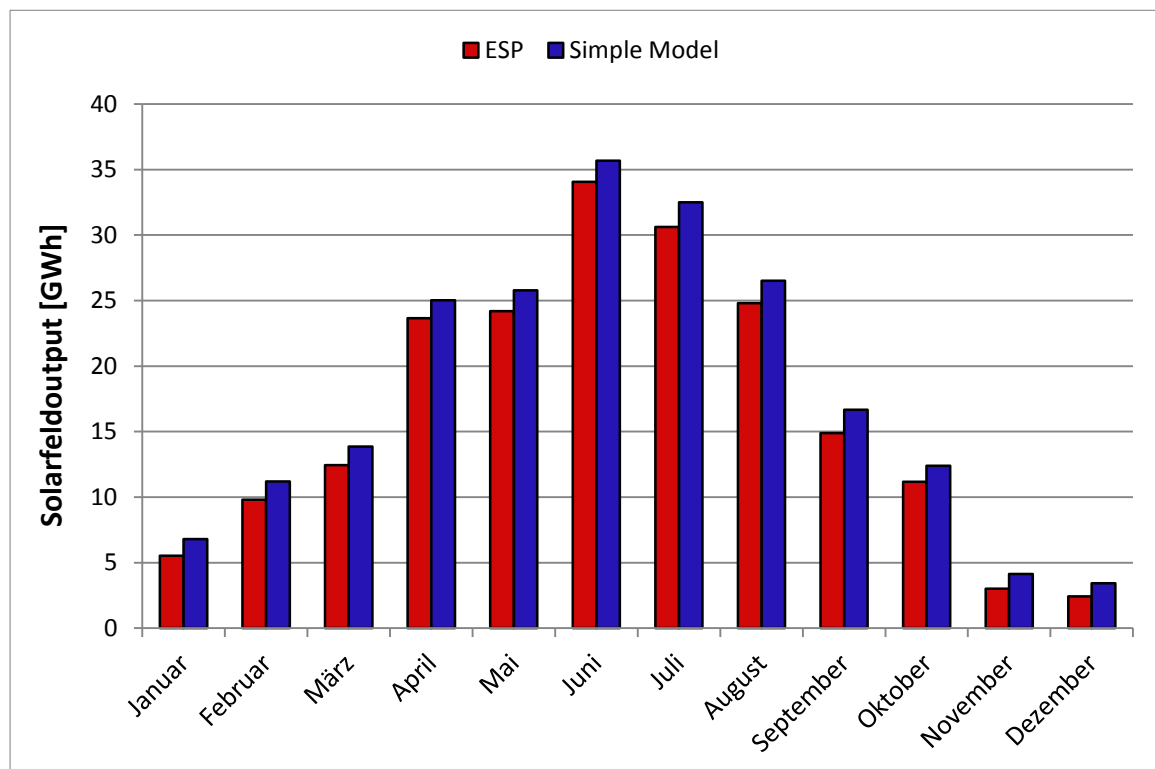
Mit höheren Temperaturen wird die Linearitätsannahme der örtlichen Temperatur innerhalb des Feldes im Simple Model zu größeren Fehlern führen. Das gilt insbesondere für Aufheizungs- und Abkühlungsprozesse. In Abbildung 5.1 wird deutlich, dass die lineare Näherung für Salzsysteme bei den gewählten Betriebstemperaturen im Gegensatz zu Ölsystemen zu signifikanten Fehlern führen kann. Darüber hinaus fällt bei diesen Systemen die Trägheit des Headers nochmals deutlicher ins Gewicht, da der nominale Massenstrom gegenüber Ölsystemen aufgrund der höheren Temperaturdifferenz zwischen Solarfeldein- und -austritt geringer ist und deswegen die Aufheizung des Headers träger verläuft.

Die Ergebnisse beim Vergleich zwischen den Modellen für ein Solarfeld, das mit Hitec Salt betrieben wird, sind in folgender Tabelle dargestellt

Tabelle 5.3: Vergleich der jährlichen Simulationsergebnisse mit Hitec Salt

Vergleichsgröße	ESP	Simple Model
Qout	196,6 GWh	214,0 GWh
Qloss	113,6 GWh	93,1 GWh
davon Q_{Heat}	73,4 GWh	55,1 GWh
davon Q_{Pipe}	40,2 GWh	38,0 GWh
Wel	63,6 GWh	68,3 GWh
QFreezeprotection	3,2 GWh	1,8 GWh
Produktionsstunden	1860 h	2501 h

Der thermische Output im orts aufgelösten Modell für Hitec Salt liegt um 8,1% unter dem des Simple Models. Der elektrische Output verringert sich um ca. 7%. Die vergleichenden monatlichen Mittelwerte des thermischen Outputs sind in folgender Abbildung aufgetragen. Man erkennt, dass das Simple Model in jedem Monat den thermischen Output überschätzt.


Abbildung 5.3: Monatlicher thermischer Output für Hitec Salt

Die thermischen Verluste fallen aufgrund der geringeren mittleren Feldtemperaturen im Simple Model deutlich niedriger aus als beim orts aufgelösten Modell. Diese erhöhen sich im neuen Modell um ca. 22%. Die Unterschiede sind insbesondere auf die Kollektorverluste zurückzuführen. Die mittlere Feldtemperatur ist im ESP-Modell wegen der Nichtlinearität des Temperaturverlaufs höher.

Wegen der geringen Massenströme und der Trägheit des Headers liegt die Anzahl der Produktionsstunden im ESP-Modell deutlich unter der des Simple Models. Dem kann auch nur bedingt entgegengewirkt werden, indem bei Einstrahlung der Massenstrom erhöht wird.

Um eine Erstarrung des Salzes zu verhindern, ist in beiden Modellen eine Freeze protection vorgesehen. Die dafür notwendige Wärmemenge im ESP-Modell liegt bei Hitec Salt um ca. 75 % höher als die im Simple Model¹⁷. Dies liegt in den unterschiedlichen Strategien begründet. Im ESP-Modell soll ein Wärmestrom zugeführt werden, der sicherstellt, dass am Feldaustritt die Erstarrungstemperatur nicht unterschritten wird. Das System wechselt in den Modus 0, sobald in einem Knoten innerhalb des Feldes (üblicherweise am Kollektorausstritt) die Erstarrungstemperatur unterschritten wird. Am Solarfeldeintritt wird das Fluid auf eine hohe Temperatur erhitzt, welche in der Energiebilanz für die Berechnung der Wärmemenge herangezogen wird, s. Formel (4.13). Dahingegen wird die mittlere Feldtemperatur im Simple Model lediglich konstant gehalten. Die Differenz zwischen der im Modell berechneten mittleren Feldtemperatur (welche aufgrund der Wärmeverluste unter die Freeze protection-Temperatur gefallen ist) und der Freeze protection-Temperatur wird mittels eines Wärmestroms kompensiert. Die monatlichen Mittelwerte der benötigten Wärmemenge sind in Abbildung 5.4 aufgetragen. Man erkennt die starken Unterschiede hinsichtlich der Wärmemenge. Die Zeiten, in denen dem System Wärme zugeführt werden muss, sind in den beiden Modellen jedoch sehr ähnlich.

¹⁷ Für Hitec Salt wird eine Erstarrungstemperatur von ca. 150°C angenommen.

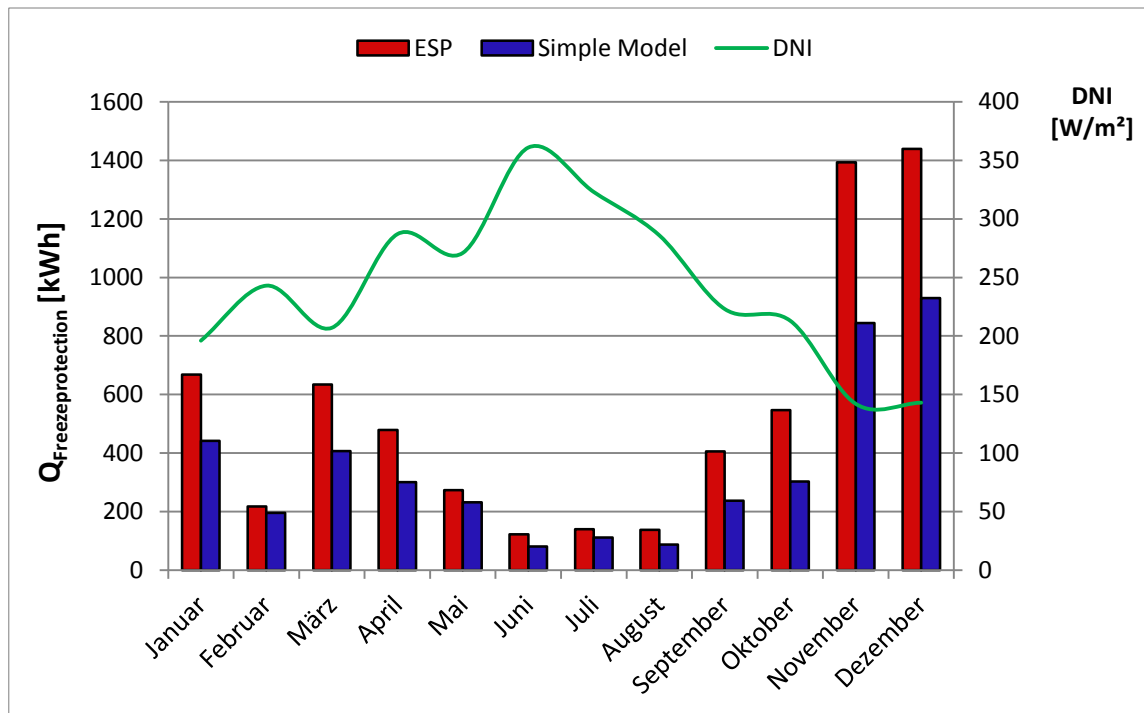


Abbildung 5.4: Energiezufuhr für Freeze protection

5.1.3 Solar Salt

Neben der gegenüber Hitec Salt höheren Betriebstemperatur wird für Solar Salt auch die höhere Erstarrungstemperatur einen Einfluss auf die Modellberechnungen haben. Die Effekte auf die jährlichen Simulationsergebnisse sind in folgender Tabelle zusammengefasst.

Tabelle 5.4: Vergleich der jährlichen Simulationsergebnisse mit Solar Salt

Vergleichsgröße	ESP	Simple Model
Q _{out}	184,1 GWh	210,3 GWh
Q _{loss}	140,5 GWh	104,7 GWh
davon Q_{Heat}	96,1 GWh	64,0 GWh
davon Q_{Pipe}	44,4 GWh	40,7 GWh
Wel	59,5 GWh	66,9 GWh
Q _{Freeze protection}	22,1 GWh	10,1 GWh
Produktionsstunden	1741 h	2512 h

Der thermische Output im orts aufgelösten Modell für Solar Salt liegt um 12,1 % unter dem des Simple Models. Der elektrische Output reduziert sich im neuen Modell um ca. 11%. Gleichzeitig liegen die thermischen Verluste im Rahmen der Ortsauflösung im ESP-Modell um ca. 34 % über den im Simple Model berechneten Verlusten, was insbesondere auf die Kollektorverluste zurückzuführen ist. Bei hohen Temperaturen ist die lineare Näherung für geringe Massenströme und relativ hohen Temperaturen (Aufheizung oder Abkühlung) nicht mehr gerechtfertigt (s. Abbildung 5.1).

Außerdem muss die Trägheit des Systems aufgrund der großen Fluidmasse im Header kombiniert mit einem geringen Massenstrom Berücksichtigung finden. Daraus resultieren abermals die deutlich verringerten Produktionsstunden im ESP-Modell. Der Verlauf des thermischen Outputs an einem Tag mit hoher Einstrahlung ist in Abbildung 5.5 dargestellt. Hier wird deutlich, dass das System im ESP-Modell erst später in den Produktionsmodus übergeht. Jedoch wird im ersten Zeitschritt, in dem produziert wird (10:00 Uhr), ein hoher Massenstrom eingestellt, sodass der thermische Output dann deutlich über dem im Simple Model liegt.

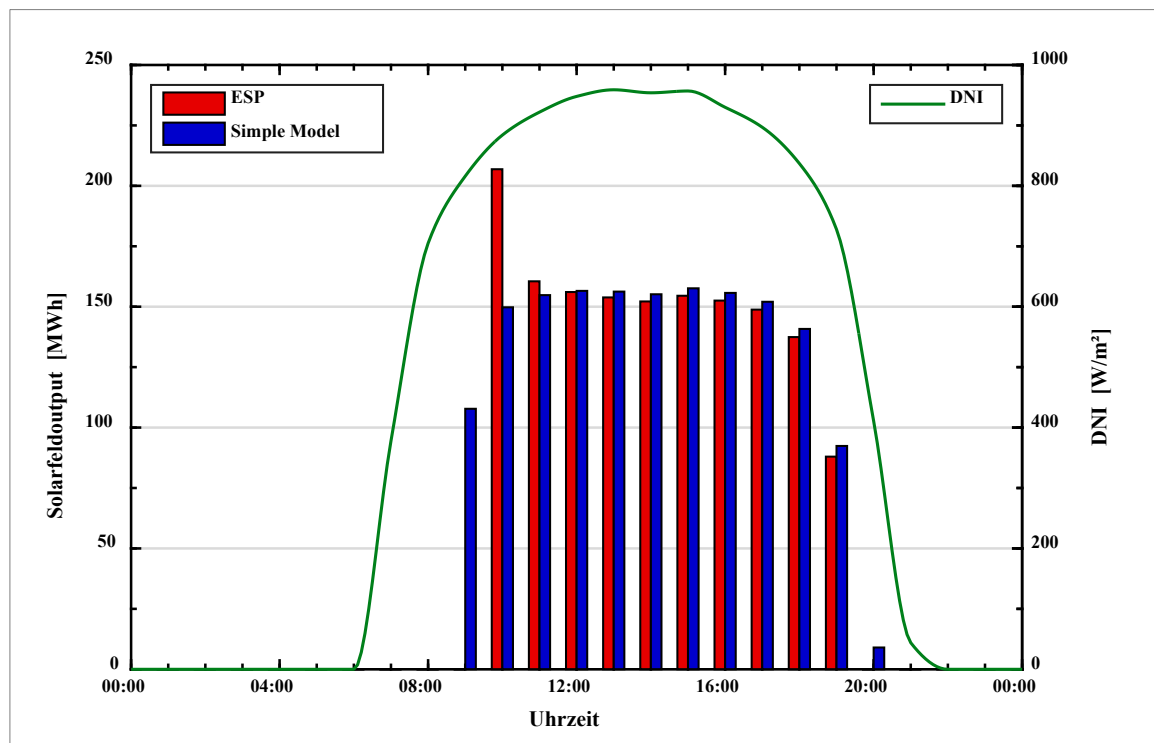


Abbildung 5.5: Thermischer Output Solar Salt

Die Wärme, die für die Freezeprotection aufgewendet werden muss, liegt bei Solar Salt um ca. 110% über der im Simple Model berechneten Wärmemenge. Dies liegt abermals an den unterschiedlichen maßgeblichen Temperaturen (s. Kapitel 5.1.2).

5.2 Berücksichtigung variabler Feldeintrittstemperaturen

Der Einfluss der variablen Feldeintrittstemperatur wird auf Basis eines Vergleichs zwischen zwei Standorten mit unterschiedlichen Einstrahlungsbedingungen durchgeführt. Dazu wurde mit Al Ameria (Katar) ein Standort ausgewählt, bei dem sich aufgrund der häufigen DNI-Werte im Bereich von 200 bis 600 W/m² eine hohe Anzahl an Produktionsstunden in Teillast vermuten lässt (s. Abbildung A 2 im Anhang). Demgegenüber steht mit Daggett (USA) ein Standort zur Verfügung, dessen hohe Anzahl an Stunden im DNI-Bereich von 800 bis 1000 W/m² auf eine hohe Volllaststundenzahl hinweist. Die zusätzliche Variable beeinflusst bei Ölsystemen einerseits den thermischen Output und andererseits die Feldeintrittstemperatur im Produktionsmodus. Als Wärmeträgermedium wurde Therminol VP-1 gewählt. Die Dimensionierung des Solarfeldes wurde entsprechend der Referenzeinstrahlung angepasst. Die Gesamtkollektorfläche des Kraftwerkes in Katar beträgt ca. 275.000 m². Für Daggett kann die Kollektorfläche für einen vergleichbaren thermischen Output aufgrund der besseren Einstrahlung auf ca. 200.000 m² reduziert werden. Die jährlichen Ergebnisse für den thermischen Output und die Wärmeverluste sind für beide Standorte in folgender Tabelle dargestellt.

Tabelle 5.5: Jährliche Simulationsergebnisse mit und ohne Berücksichtigung variabler Feldeintrittstemperaturen

Standort	Daggett		Al Ameria	
Vergleichsgröße	ESP	ESP var	ESP	ESP var
Qout	277,2 GWh	280,8 GWh	213,9 GWh	218,7 GWh
Qloss	62,5 GWh	59,7 GWh	75,9 GWh	72,6 GWh
davon Q_{Heat}	34,1 GWh	32,1 GWh	40,7 GWh	34,2 GWh
davon Q_{Pipe}	28,4 GWh	27,6 GWh	35,2 GWh	38,4 GWh
Mittlere Feldtemperatur	255,1 °C	245,8 °C	268,7 °C	262,0 °C

Für den Standort Daggett beträgt der Unterschied beim thermischen Output zwischen den beiden ESP-Modellen 1,3 %. Der für den Standort Al Ameria berechnete thermische Output steigt durch Berücksichtigung der Temperaturvariabilität in Teillast um 2,2 %. Durch die geringere Austrittstemperatur aus dem Powerblock-Wärmetauscher steigt die Temperaturdifferenz zur Berechnung der übertragenen thermischen Energie. Gleichzeitig sinkt jedoch auch die Temperatur, die in das Solarfeld wieder eintritt. Entsprechend verringern sich die Temperaturen innerhalb des Solarfeldes und damit auch die Wärmeverluste. Diese sinken um ca. 4,5% gegenüber den Verlusten im ESP-Modell. Das Fluid muss nun zusätzlich aufgeheizt bzw. der Massenstrom entsprechend verringert werden, wodurch sich der thermische Output des folgenden Zeitschritts verringert. In Abbildung 5.6 ist der Verlauf des thermischen Outputs an einem sonnenreichen Tag für beide Modelle dargestellt.

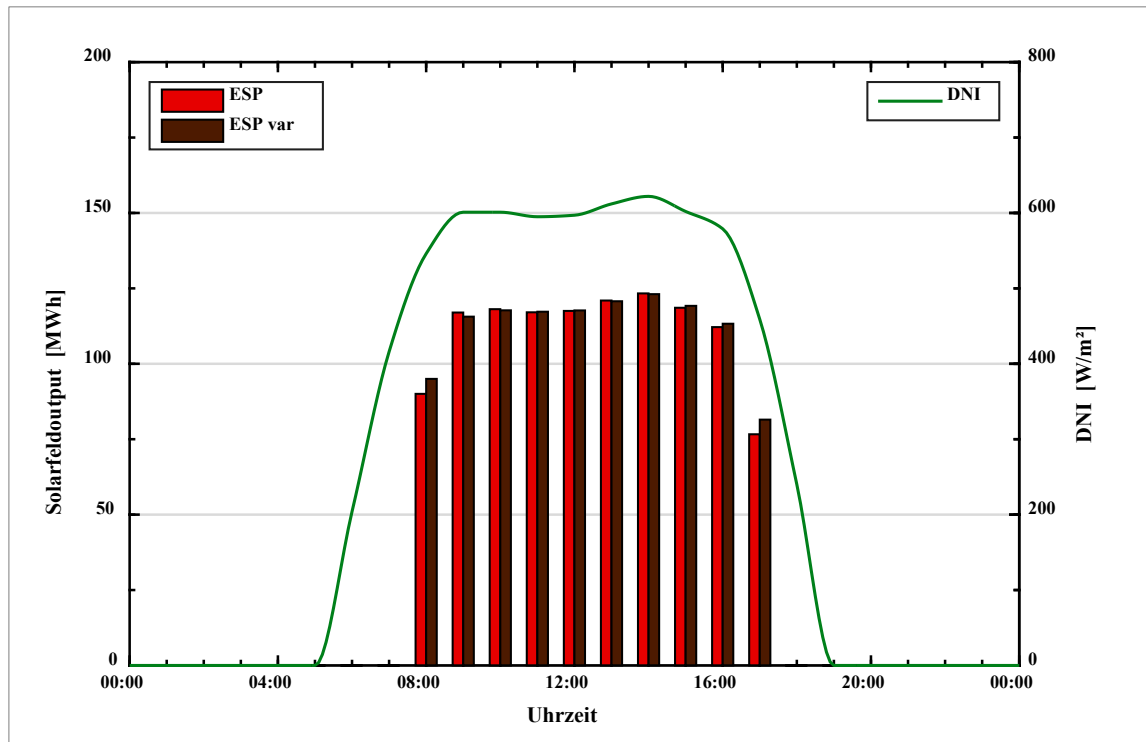


Abbildung 5.6: *Thermischer Output für den Standort Al Ameria an einem sonnenreichen Tag*

Insbesondere lässt sich hier erkennen, dass in starker Teillast der thermische Output mit einer variablen Powerblock-Austrittstemperatur deutlich höher ist. In der Nähe der Volllast gleichen sich die Ergebnisse der beiden Modelle an, wie in Abbildung 5.7 ersichtlich ist. Ein höherer thermischer Output in Volllast ohne Berücksichtigung der variablen Powerblock-Austrittstemperatur ist darauf zurückzuführen, dass die variable Austrittstemperatur über der vom Nutzer einzugebenden nominalen Temperatur von 295°C liegen kann, wodurch die Temperaturdifferenz zur Berechnung der Wärmemenge verringert wird. Dann kehrt sich der Effekt gerade um und die Wärmeverluste steigen durch Berücksichtigung der höheren Feldeintrittstemperatur.

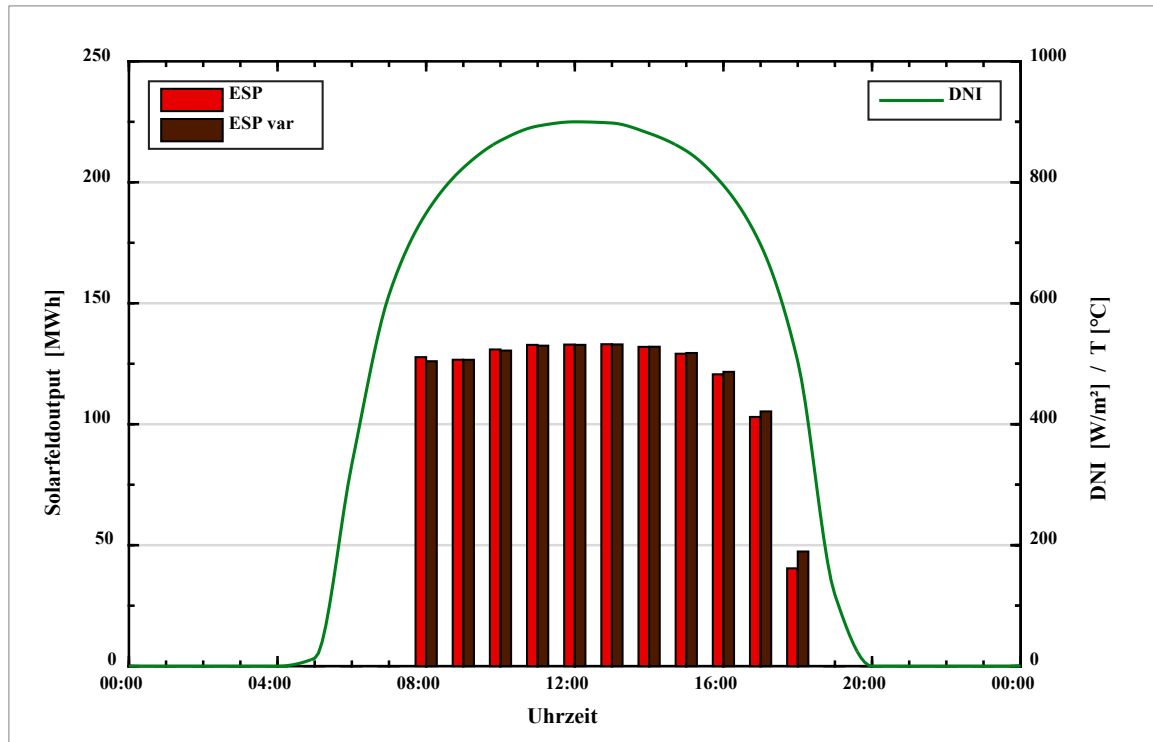


Abbildung 5.7: Thermischer Output für den Standort Daggett an einem sonnenreichen Tag

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass die Berücksichtigung der Variabilität der Austrittstemperatur aus dem Powerblock für Ölsysteme einen geringen Einfluss auf die Modellberechnungen hat.

5.3 Einfluss einer höheren zeitlichen Auflösung

Zur Bewertung des Einflusses einer höheren zeitlichen Auflösung auf die Ergebnisse des neuen Modells wurde ein Kraftwerk für den Standort Granada simuliert, das mit dem Wärmeträgerfluid Hitec Salt betrieben wird. Die Kollektorfläche des Kraftwerks ist mit ca. 618.000 m² an eine elektrische Generatorleistung von 118,2 MW_{el} angepasst worden. Die nominale thermische Leistung beträgt bei einer Referenzstrahlung von 800 W/m² ca. 355 MW_{th}. Der Speicher wird entsprechend angepasst und die Temperatur des Kalspeichertanks auf 270°C festgelegt.

Die Jahreswerte für den thermischen Output, die Wärmeverluste sowie die für die Freezeprotection notwendige Wärme sind in Tabelle 5.6 zusammengefasst.

Tabelle 5.6: Jährliche Simulationsergebnisse für stündliche und 10-minütige Auflösung

Vergleichsgröße	ESP 1h	ESP 10min
Qout	561,7 GWh	568,0 GWh
Qloss	282,9 GWh	283,2 GWh
QFreezeprotection	5,2 GWh	7,8 GWh

Für die Wärmeverluste ist der Einfluss der höheren zeitlichen Auflösung marginal. Die thermische Energie des Solarfeldes weist mit einer Erhöhung um 1,1% hingegen einen deutlicheren Unterschied auf. Der Grund hierfür liegt in der Implementierung der Rezirkulation in Kombination mit der stationären Betrachtung der Systemgrößen. Im ESP-Modell ergeben sich in Grenzfällen Zustände, die mit dem Modell und insbesondere den in Kapitel 4.1.1 vorgestellten Betriebsmodi nur bedingt abgebildet werden können. Dies ist dann der Fall, wenn das System zwischen Modus 1 und 2 innerhalb eines Zeitschrittes hin- und herwechseln müsste. Befindet sich das System in Modus 2, so wird nicht mehr rezirkuliert. Das Fluid, welches aus dem Fluidbuffer entnommen bzw. aus dem Powerblock nachgeführt wird (hfeed), soll in diesem Modus am Ende des Feldes Nominalbedingungen erreichen. Ein Massenstrom, der diese Voraussetzung erfüllt, kann in einigen Fällen jedoch nicht gefunden werden. Somit wechselt das System wieder in den Modus 1. In diesem wird das rezirkulierende Fluid (welches durch die Rezirkulation deutlich heißer ist als das nachgeführte Fluid) derart erhitzt, dass die derzeitige Einstrahlung ausreicht, um Nominalbedingungen oder gar Temperaturen darüber zu erreichen. Eine höhere zeitliche Auflösung der Simulationen wirkt diesen Modellschwächen entgegen. Diese Grenzzustände lassen sich jedoch lediglich durch eine dynamische Betrachtungsweise des Systems vermeiden.

In Abbildung 5.8 ist der thermische Solarfeldoutput von einem sonnenreichen Tag mit konstanter Einstrahlung dargestellt. Hier ist erkennbar, dass das System mit höherer zeitlicher Auflösung 20 Minuten früher in den Produktionsmodus übergeht als bei einstündiger Betrachtung. Auffällig ist der hohe thermische Output basierend auf einem hohen Massenstrom, der beim Wechsel in den Modus 2 eingestellt wird. Dieses Phänomen tritt gleichermaßen für die stündliche Auflösung auf.

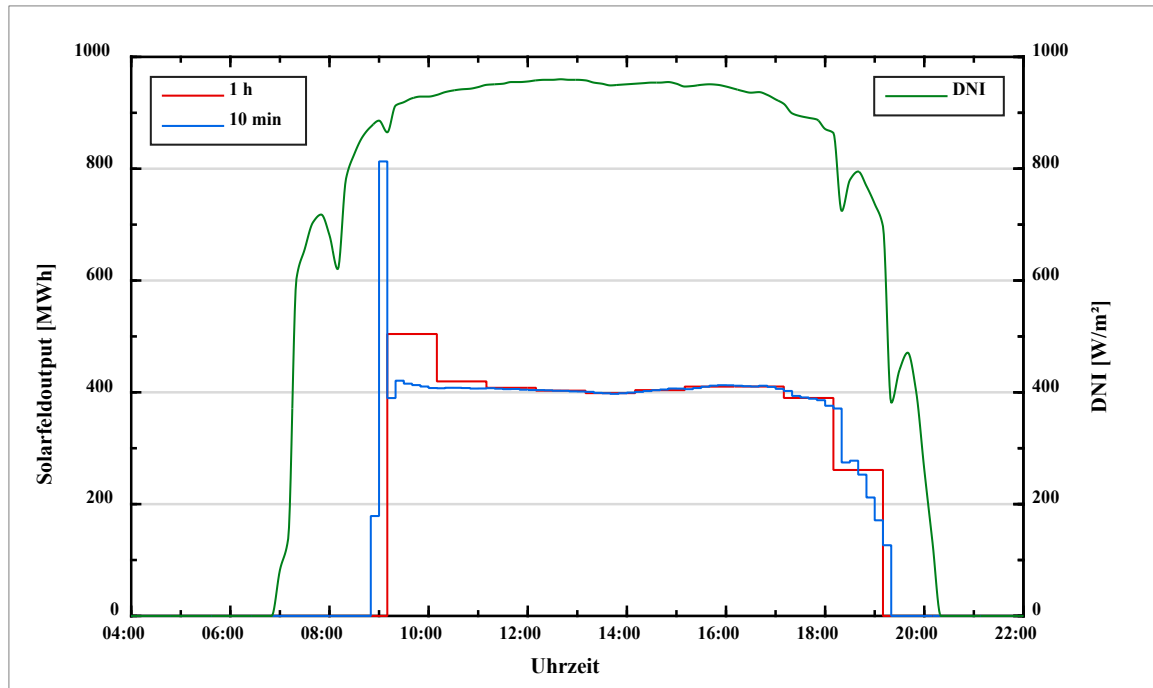


Abbildung 5.8: Thermischer Output für konstante DNI bei einstündiger und 10-minütiger Auflösung

Für einen Tag mit variabler Einstrahlung ist in Abbildung 5.9 der thermische Output für beide zeitliche Auflösungen dargestellt.

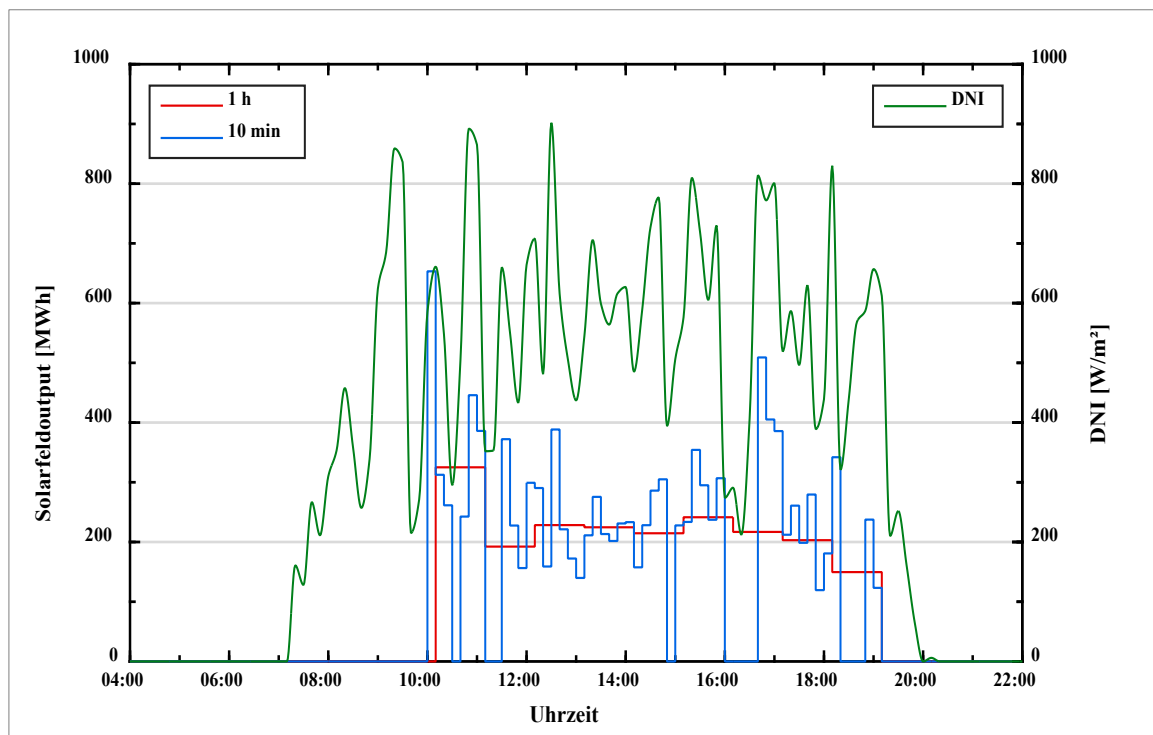


Abbildung 5.9: Thermischer Output für variable DNI bei einstündiger und 10-minütiger Auflösung

Es wird deutlich, dass der thermische Output für die 10-minütige Auflösung sehr stark mit der Einstrahlung variiert. Das bedeutet, dass das System häufiger zwischen den verschiedenen Betriebsmodi 1 und 2 wechselt. Bei einstündiger Auflösung verharrt das System hingegen im Produktionsmodus. Über den gesamten Tag gesehen beträgt der Unterschied dennoch lediglich 0,03%.

Die Energie, die für die Freeze protection aufgewendet werden muss, ist bei höherer zeitlicher Auflösung um ca. 50% höher als bei stündlicher Auflösung. Der Grund dafür ist, dass bei der stündlichen Auflösung Temperaturmittelwerte gebildet werden (s. Abbildung 5.10), sodass die Temperatur am Solarfeldeintritt gegenüber einer höheren zeitlichen Auflösung unterschätzt wird. Diese wird in Gleichung (4.13) für die Berechnung der Wärmemenge zugrunde gelegt, sodass auch die Wärmemenge unterschätzt wird.

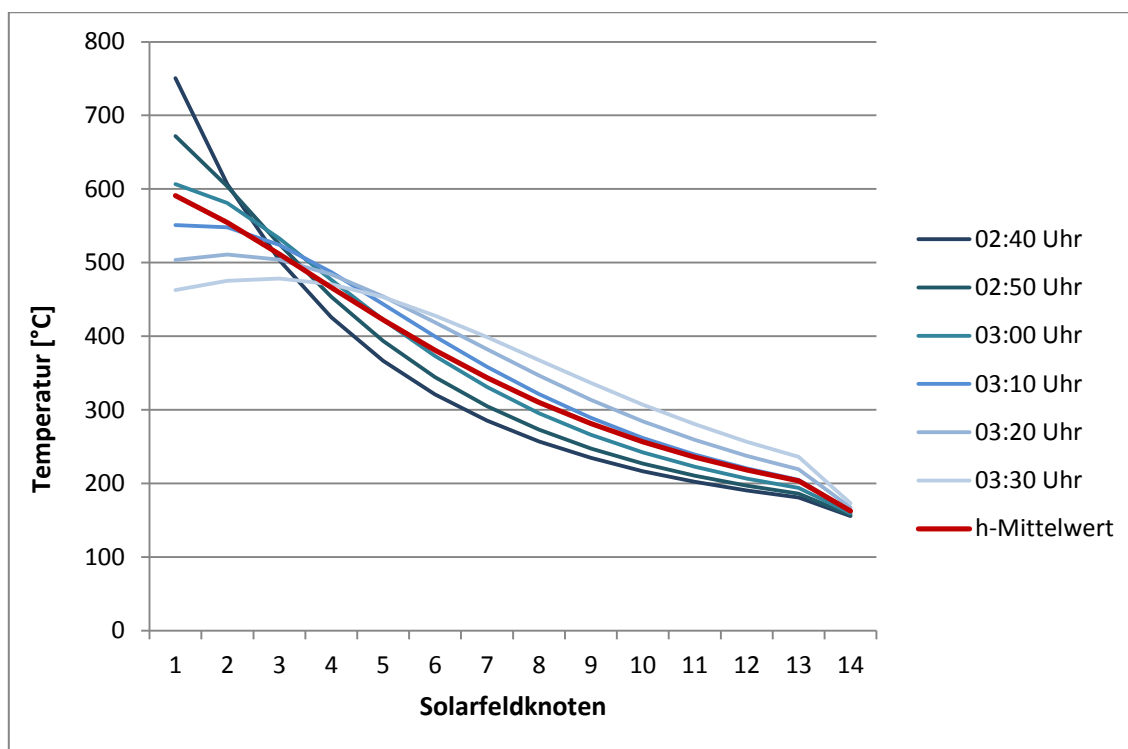


Abbildung 5.10: Temperaturprofil bei Freeze protection in 10 min-Auflösung

Es kann festgehalten werden, dass die zeitliche Auflösung der Simulation auf die jährlichen Ergebnisse im ESP-Modell einen geringen Einfluss ausübt. Ausnahme hierbei

ist die Wärmemenge, die für die Freezeprotection aufgewendet werden muss, die aufgrund der zeitlich gemittelten Temperaturen bei stündlicher Auflösung unterschätzt wird.

5.4 Einfluss der höheren örtlichen Auflösung des Headers

Die Modellierung der Header scheint einen erheblichen Einfluss auf die Berechnungen im ESP-Modell zu haben. Aus diesem Grunde wurde eine Variante des ESP-Modells implementiert, die es erlaubt, die Anzahl der Elementknoten für den Header zu variieren. Die Grundidee ist die gleiche wie beim Solarfeld. Durch die höhere örtliche Auflösung werden die Zustandsgrößen in den einzelnen Abschnitten genauer bestimmt. Die Mischung der Massen im Header und des aktuellen Massenstroms wird in einem ortsaufgelösten Header-Modell besser dargestellt. Für die Simulationen wurden zwei Modelle verglichen, die jeweils 1 bzw. 6 Knoten für den kalten und warmen Header vorsehen. Durch die Erhöhung der Knotenzahl steigt die Rechenzeit der Simulationen um ca. 30%, was auf das vergrößerte Gleichungssystem und die damit einhergehende steigende Iterationsanzahl zurückzuführen ist.

In diesem Rahmen wurde ein Solarfeld mit ca. 308.000 m² Kollektorfläche für den Standort Granada in 10-minütiger Auflösung simuliert. Die thermische Leistung dieses Kraftwerks liegt bei einer Referenzeinstrahlung von 800 W/m² bei ca. 183 MW_{th}. Als Wärmeträgerfluid wird Syltherm 800 eingesetzt. Die jährlichen Simulationsergebnisse sind in folgender Tabelle zusammengefasst.

Tabelle 5.7: Jährliche Simulationsergebnisse für je 1 und je 6 Header-Knotenelemente

Vergleichsgröße	ESP 1 Header	ESP 6 Header
Q _{out}	328,8 GWh	344,5 GWh
Q _{loss}	83,5 GWh	82,1 GWh

Die thermischen Verluste unterscheiden sich bei den beiden Modellen nur geringfügig (1,69%). **Der Wärmeoutput liegt jedoch im ortsaufgelösten Header-Modell um 4,77% über dem im Modell mit nur einem Header-Knoten.** Der Einfluss auf den Wärmoutput

ist in den beiden folgenden Abbildungen für die monatlichen Mittelwerte und für einen Tagesverlauf mit konstant hoher Einstrahlung dargestellt.

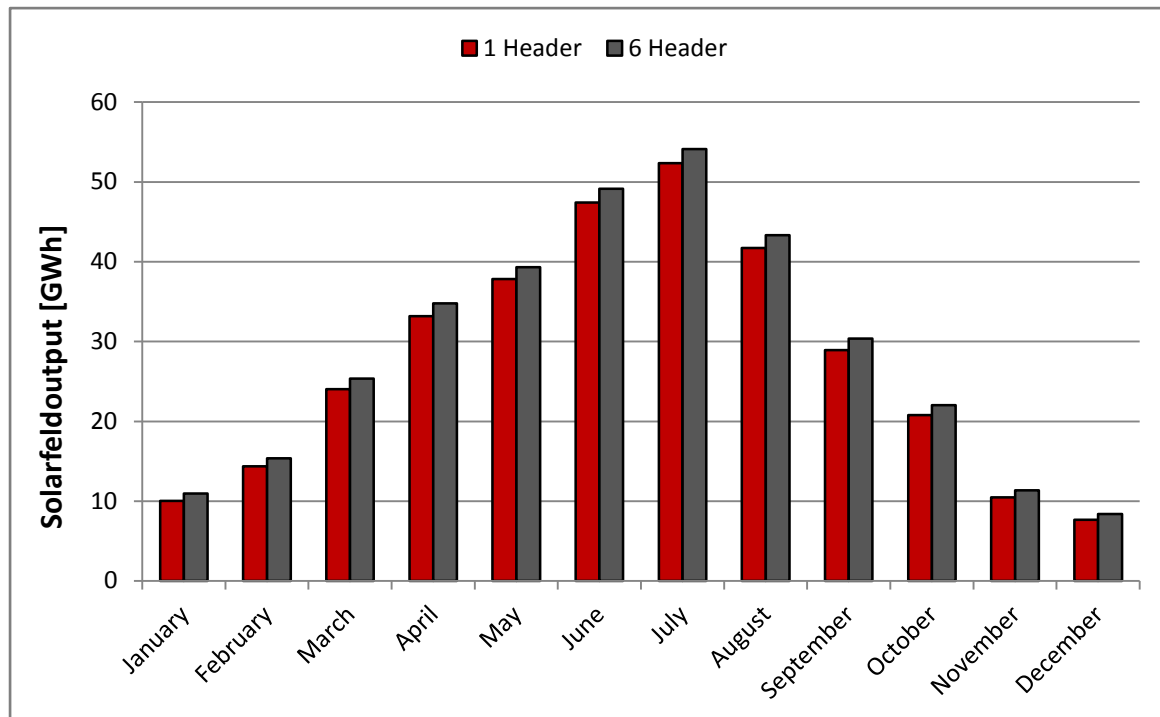


Abbildung 5.11: Thermischer Output für unterschiedliche Header-Auflösungen

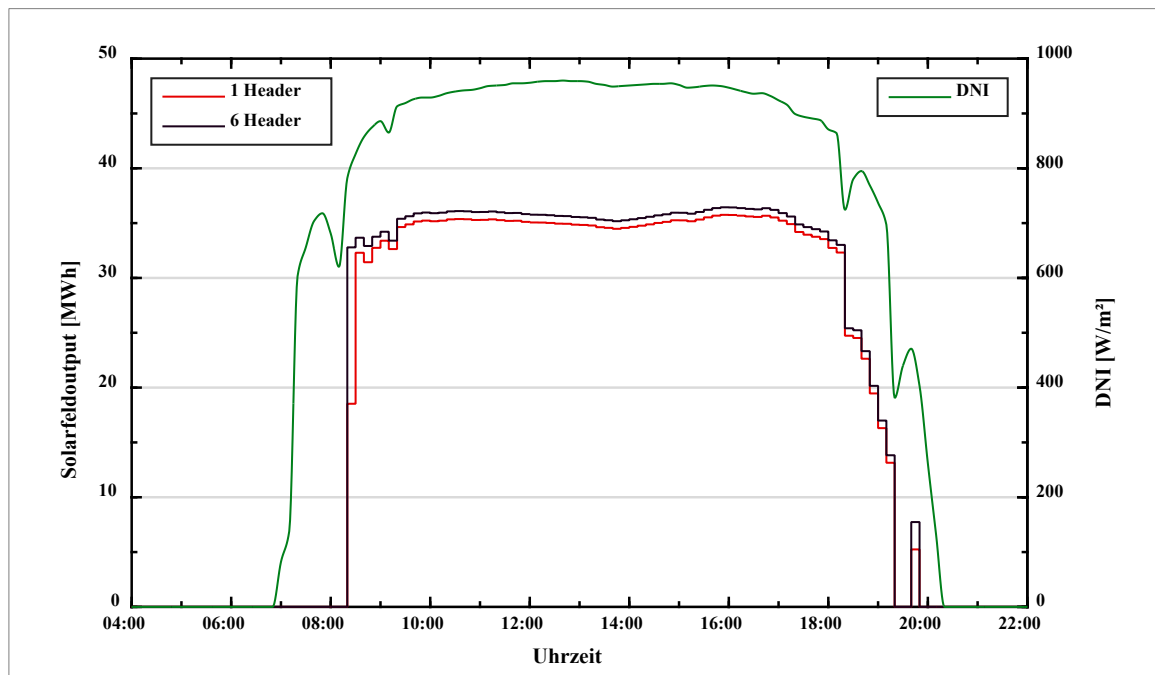


Abbildung 5.12: Thermischer Output für unterschiedliche Header-Auflösungen bei konstanter Einstrahlung

Der Solarfeldoutput steigt mit der Anzahl der Header-Knoten, weil die Temperaturen im Modell mit einer geringen örtlichen Auflösung der Header unterschätzt werden. Die höheren Feldtemperaturen im orts aufgelösten Modell lassen sich dadurch erklären, dass die Temperaturen am Austritt aus dem heißen Header und die Temperatur am Eintritt in den kalten Header im Rezirkulationsbetrieb deutlich näher beieinander liegen, da hier nicht mehr die über den gesamten Header-Abschnitt gemittelten Temperaturen herangezogen werden.

In folgender Abbildung sind die jährlich gemittelten Temperaturen der einzelnen Solarfeldknoten gegenübergestellt werden. Zur besseren Vergleichbarkeit wurde der Knoten des kalten Headers in den letzten Knoten des kalten Headers im orts aufgelösten Modell verschoben. Gleichermäßen entspricht der Knoten 19 der Abbildung im 1 Header-Modell dem einzigen heißen Header-Knoten.

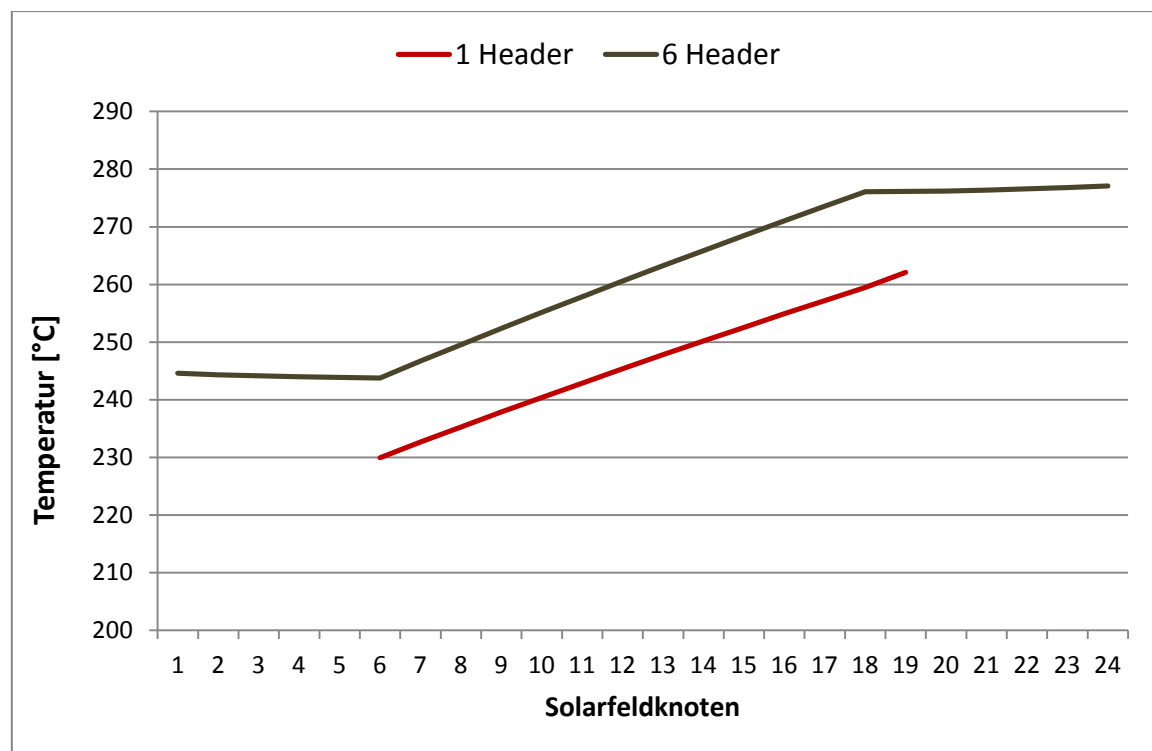


Abbildung 5.13: Jährlich gemittelte mittlere Feldtemperaturen bei unterschiedlicher Header-Auflösung

Anhand der folgenden Abbildung 5.14 wird ersichtlich, dass die mittlere Header-Temperatur im Modell mit einem Header-Knoten unterschätzt wird. Aufgrund der hohen Massen des Headers und der damit einhergehenden Trägheit kommt es dazu, dass sich in

den folgenden Zeitschritten ein Teil der Masse mit der Temperatur des aktuellen Zeitschritts durch das Solarfeld schiebt, was dazu führt, dass auch die Temperaturen im Kollektorfeld im orts aufgelösten Modell steigen.



Abbildung 5.14: *Feldtemperaturen für einen Aufheizungsprozess*

Zusammenfassend bewirkt eine höhere örtliche Auflösung der Header, dass die Temperatur im Solarfeld und insbesondere in den Headern steigt. Aus diesem Grund liegt der thermische Output in diesem Modell um ca. 5% über dem Modell mit einem Header-Knoten.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Das eingesetzte Wärmeträgerfluid stellt aufgrund der erzielbaren Temperaturen eine wesentliche Komponente in Hinblick auf die Wirtschaftlichkeit von Parabolrinnenkraftwerken dar. Als einphasige Wärmeträgermedien kommen derzeit fast ausschließlich Thermoöle und Flüssigsalze zum Einsatz. Letztere befinden sich derzeit noch im Entwicklungsstadium, während Thermoöle bereits vielerorts in kommerziellen Anlagen eingesetzt werden, aufgrund ihrer Maximaltemperaturen von ca. 400°C jedoch an technologische Grenzen stoßen.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde in der Simulationsumgebung *greenius* ein Modell implementiert, welches einphasige Wärmeträgermedien in linienfokussierenden Systemen orts aufgelöst abbildet. Neben der Ortsauflösung wurden Ansätze zur Berücksichtigung einer variablen Feldeintrittstemperatur in Teillast sowie zur Quantifizierung der Wärmemenge für den Erstarrungsschutz (*Freeze protection*) integriert. Letzteres wurde insbesondere in Hinblick auf die hohen Erstarrungstemperaturen von Salzen durchgeführt. Darüber hinaus wurde, aufbauend auf den Analysen der Modellergebnisse, der Einfluss einer höheren örtlichen Auflösung der Header-Leitungen untersucht. Zusätzliche Flexibilität im Rahmen der Ortsauflösung des neuen Modells bietet ein implementierter Ansatz, in dem örtlich (je Knoten) und zeitlich (jährlich) variable Wärmeverlustkoeffizienten und optische Wirkungsgrade berücksichtigt werden können. Eine quantitative Untersuchung der Simulationsergebnisse bei Variation dieser Parameter wurde nicht durchgeführt.

Die Ergebnisse im neuen Modell (*ESP-Modell*) wurden mit den derzeit implementierten Berechnungsansätzen (*Simple Model*) verglichen. Dabei stellte sich heraus, dass das Simple Model insbesondere bei hohen Systemtemperaturen und kleinen Massenströmen die Zustandsgrößen nicht mehr valide abbildet. Der Ansatz einer mittleren Temperatur, wie er im Simple Model verwendet wird, setzt einen linearen Temperaturverlauf innerhalb des Feldes voraus. Dieser ist für Ölsysteme noch gut abbildbar, aufgrund der hohen Temperaturen und des nichtlinearen Zusammenhangs zwischen Temperatur und Wärmeverlusten führt dieser Ansatz bei Salzsystemen (500 bis 550°C) jedoch zu Berechnungsfehlern. So steigen die Wärmeverluste im ESP-Modell bei Kraftwerken mit

Salzen um ca. 30% gegenüber dem Simple Model. Weiterhin führt die Berücksichtigung der Massen in den Zubringerleitungen (Header) und die damit verbundene Systemträgheit dazu, dass ein geringerer thermischer Output im ESP-Modell berechnet wird. Bei Thermoölen beträgt der Unterschied ca. 2 %. Bei Salzsystemen reduziert sich der Wärmeertrag um ca. 10%. Die Wärmemenge, die für die Freeze protection aufgewendet werden muss, steigt im ESP-Modell je nach betrachtetem Fluid um bis zu 110%. Dies liegt in den unterschiedlichen Temperaturen begründet, die für die Berechnung der Energiezufuhr zugrundegelegt werden. Die Rechenzeit erhöht sich beim orts aufgelösten Ansatz gegenüber dem Simple Model um ca. 2/3. Insgesamt dauert eine Jahressimulation bei einstündiger Auflösung und den hier gewählten Testfällen ca. 8,5 Sekunden. Der Mehraufwand durch die Ortsauflösung ist somit vertretbar.

Im Rahmen der Untersuchungen des Teillastverhaltens wurden die Effekte einer variablen Austrittstemperatur aus dem Powerblock analysiert. Der thermische Output steigt bei Standorten mit hoher Teillaststundenzahl um ca. 2%, da durch die Temperaturabsenkung in Teillast die thermischen Verluste sinken.

Eine höhere zeitliche Auflösung der Simulationen hat nur einen geringen Einfluss auf die Berechnungsergebnisse des ESP-Modells. Der thermische Output steigt um ca. 1% bei 10-minütiger Auflösung gegenüber stündlich gemittelter Werte. Die Wärmeverluste unterscheiden sich kaum. Hingegen steigt die Energiezufuhr für die Freeze protection bei höherer zeitlicher Auflösung um ca. 50%, da die zugrunde gelegte Solarfeldeintrittstemperatur bei stündlicher Auflösung unterschätzt wird.

Eine höhere örtliche Auflösung der Header-Elemente bewirkt einen Anstieg der Solarfeldoutputs um ca. 5%. Der Grund dafür ist, dass die berechneten Zustandsgrößen durch die Ortsauflösung insbesondere im Rezirkulationsbetrieb genauer abgebildet werden.

Das implementierte Modell für einphasige Wärmeträgerfluide lässt sich in Hinblick auf den Modellierungsansatz der Header optimieren. Der zeitliche und örtliche Verlauf der Temperatur innerhalb des Feldes lässt sich mit dem derzeitigen Ansatz nur bedingt darstellen. Weiterhin ist die Robustheit der Modellberechnungen stark von den Simulationsparametern abhängig. Probleme ergaben sich insbesondere bei einem Wechsel des Betriebsmodus'. Dahingehend sollte das Modell optimiert und die Fehleranfälligkeit bei der iterativen Berechnung der Modellvariablen reduziert werden.

Außerdem kann die Rechenzeit durch gezielte Implementierungsmaßnahmen an der Schnittstelle zum Lösungstool KINSOL nochmals verkürzt werden (z.B. Vorgabe der Jacobi-Matrix). Die experimentelle Forschung beschäftigt sich derzeit u.a. mit neuen Wärmeträgerfluiden, mit denen einerseits hohe Temperaturen generierbar sind und andererseits die Erstarrungstemperatur niedriger liegt als bei Salzen. Für Untersuchungen mit anderen Fluiden müssten diese in das Modell eingepflegt und Modellansätze ggfls. angepasst werden.

Anhang

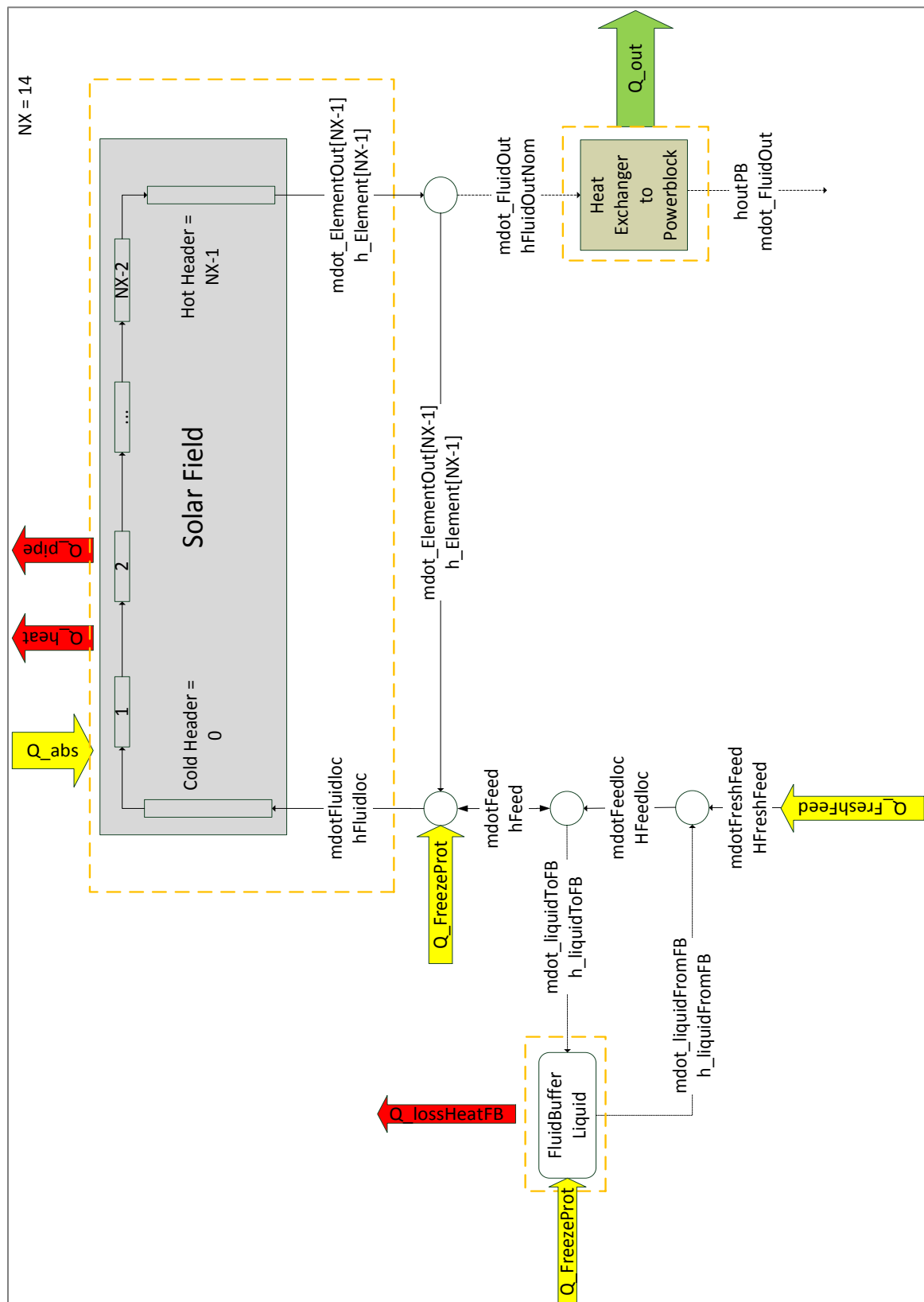


Abbildung A 1: ESP-Modell

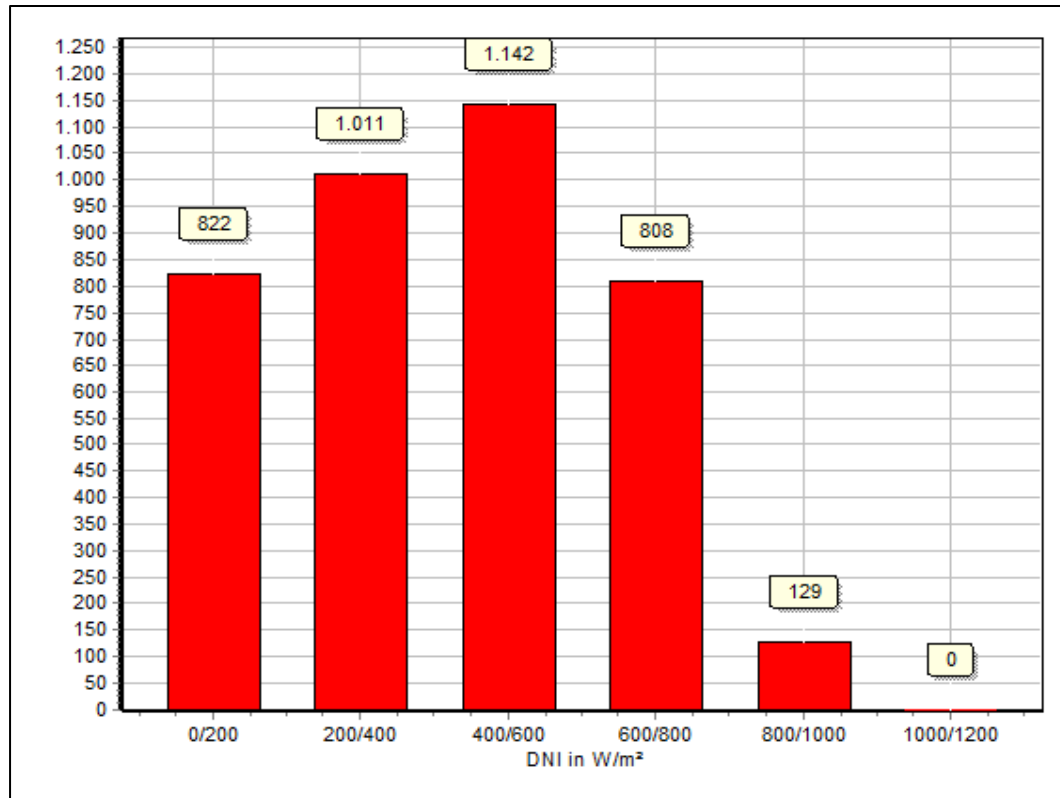


Abbildung A 2: Einstrahlungsverteilung Al Ameria (Katar)

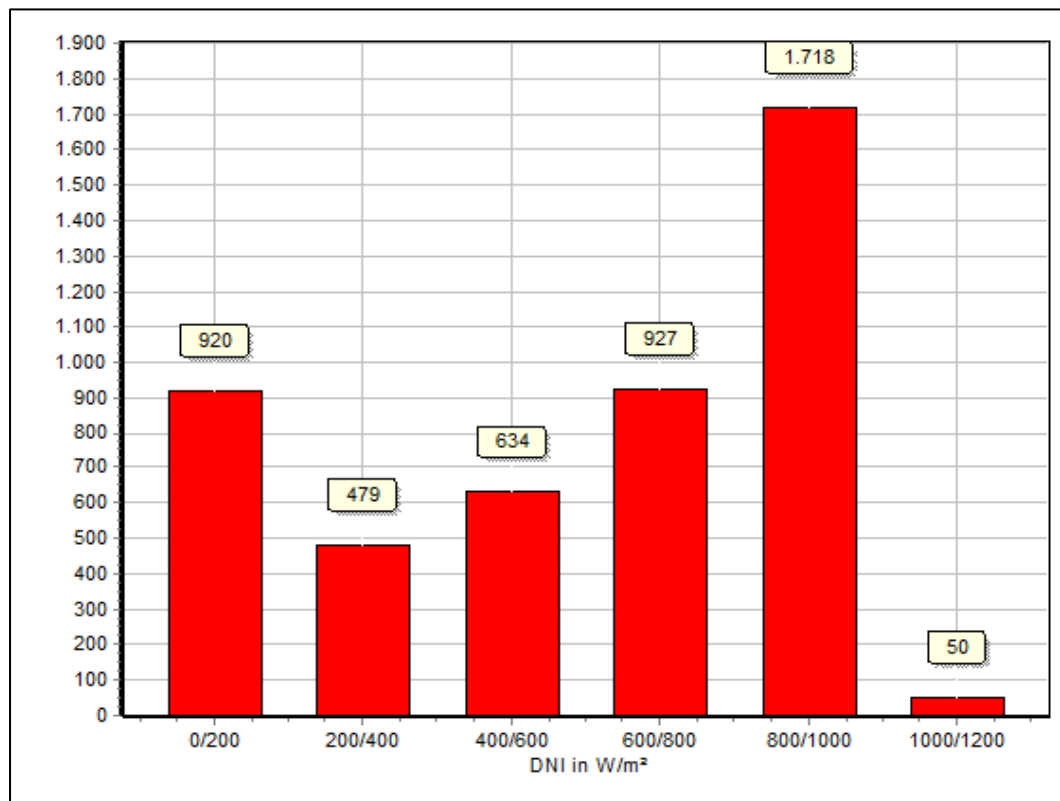


Abbildung A 3: Einstrahlungsverteilung Daggett (USA)

Tabelle A 1: Technische Daten des Ultimate Trough

name	UltimateTrough_2014
source	Publications from Flabeg
contact	greenius Team
focal_length	1.71
col_length	246.7
aperture_width	7.51
Aeff	1716
optical_efficiency	0.827
colector_type	0
ta1	8.4924E-5
ta2	3.1093E-5
ta3	0
b0	0
b1	0.02421
b2	2.461E-5
b3	1.556E-7
b4	1.17E-9
HCE_diameter	0.089
specific_HCE_mass	5.5
specific_HCE_capacity	0.136
IAMfit	0

Tabelle A 2: Solarfeldparameter unterschiedlicher Testkonfigurationen

name	Andasol (VP1)	Daggett	Qatar
source	DLR	DLR	DLR
field_model	2	2	2
field_type	3	3	3
reference_irradiance [W/m ²]	800	900	700
nominal_Q_field [W]	142497015	138908001	141160811
Rowdistance [m]	17,3	17,3	17,3
Coldistance [m]	1	1	1
Trackingtilt [°]	0	0	0
Trackingazimuth [°]	0	0	0
rows [-]	35	30	40
cols [-]	4	4	4
header_length [m]	3579	3406	3752
header_diameter [m]	0,4285	0,4285	0,4285
header_mass [kg/m]	155,8	155,8	155,8
cold_header_frac [-]	0,5	0,5	0,5
pipe_length [m]	1619	1387	1850
pipe_diameter [m]	0,0525	0,0525	0,0525
pipe_mass [kg/m]	5,44	5,44	5,44
pipe_heatcapacity [Wh/kgK]	0,136	0,136	0,136
f_cleanliness [-]	0,97	0,97	0,97

shut_down_wind [m/s]	12	12	12
Availability [-]	0,99	0,99	0,99
fluid_mass [kg]	607060	570890	665390
nom_mass_flow [kg/s]	577,9	635,2	645,5
min_mass_flow [-]	0,15	0,1	0,1
max_mass_flow [-]	1,5	1,5	1,1
nom_p_out [bar]	40	40	40
nom_dp_Field [bar]	10	10	10
pipng_loss [W/m ² K]	0,0615	0,0615	0,0615
vessel_loss [W/m ² K]	0,005	0,005	0,005

Tabelle A 3 (Fortsetzung): Solarfeldparameter unterschiedlicher Testkonfigurationen

name	Granada (HitecSalt)	Granada (Syltherm800)
source	DLR	DLR
field_model	2	2
field_type	3	3
reference_irradiance [W/m ²]	800	800
nominal_Q_field [W]	355847302	183210448
Rowdistance [m]	17,3	17,3
Coldistance [m]	1	1
Trackingtilt [°]	0	0
Trackingazimuth [°]	0	0
rows [-]	60	90
cols [-]	6	2
header_length [m]	5628	4298
header_diameter [m]	0,4285	0,4285
header_mass [kg/m]	155,8	155,8
cold_header_frac [-]	0,5	0,5
pipe_length [m]	3305	3366
pipe_diameter [m]	0,0525	0,0525
pipe_mass [kg/m]	5,44	5,44
pipe_heatcapacity [Wh/kgK]	0,136	0,136
f_cleanliness [-]	0,97	0,97
shut_down_wind [m/s]	12	12
Availability [-]	0,99	0,99
fluid_mass [kg]	2703380	613380
nom_mass_flow [kg/s]	929,8	864,5
min_mass_flow [-]	0,2	0,15
max_mass_flow [-]	1,1	1,1

nom_p_out [bar]	40	40
nom_dp_Field [bar]	10	10
pipng_loss [W/m ² K]	0,0615	0,0615
vessel_loss [W/m ² K]	0,005	0,005

Literaturverzeichnis

- [1] Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMWi), Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU), *Energiekonzept für eine umweltschonende, zuverlässige und bezahlbare Energieversorgung*, Berlin, 2010.
- [2] IRENA, *Renewable Power Generating Costs in 2014*, 2015.
- [3] NREL - National Renewable Energy Laboratory, „Concentrating Solar Power Projects,“ 18 November 2013. [Online]. Available: http://www.nrel.gov/csp/solarpaces/by_country.cfm. [Zugriff am 18 Oktober 2015].
- [4] European Academies Science Advisory Council, „Concentrating solar power: its potential contribution to a sustainable energy future,“ German Academy of Sciences Leopoldina 2011, Halle (Saale), 2011.
- [5] Desertec Foundation, *RED PAPER - Das DESERTEC Konzept im Überblick*.
- [6] M. Kaltschmitt, W. Streicher und A. Wiese, Erneuerbare Energien-Systemtechnik, Wirtschaftlichkeit, Umweltaspekte, 5. Aufl. 2013. Hrsg., Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2013.
- [7] R. Gerhard, Regenerative Energietechnik: Überblick über ausgewählte Technologien zur nachhaltigen Energieversorgung, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013.
- [8] Quaschnig, Regenerative Energiesysteme - Technologie - Berechnung - Simulation, München: Carl Hanser Verlag GmbH & Co. KG, 2011.
- [9] R. Bernhard, H.-J. Laabs, J. de LaLaing, M. Eck, M. Eickhoff, K. Pottler, G. Morin, A. Heimsath, A. Georg und A. Häberle, „Linear Fresnel Collector Demonstration on the PSA, Part I – Design, Construction and Quality Control,“ in *SolarPACES, 14. International Symposium on Concentrated Solar Power and Chemical Energy Technologies*, 2015.
- [10] G. Morin, J. Dersch, W. Platzer, M. Eck und A. Häberle, „Comparison of Linear Fresnel and Parabolic Trough Collector power plants,“ *Solar Energy*, pp. 1-12, Januar 2012.

- [11] D. Barlev, R. Vidu und P. Stroeve, „Innovation in concentrated solar power,“ *Solar Energy Materials and Solar Cells*, p. 2703–2725, Oktober 2011.
- [12] H. Price, E. Lüpfer, D. Kearney, E. Zarza, G. Cohen, R. Gee und R. Mahoney, „Advances in Parabolic Trough Solar Power Technology,“ *Journal of Solar Energy Engineering*, pp. 109-125, 24 April 2002.
- [13] D. Lei, Q. Li, Z. Wang, J. Li und J. Li, „An experimental study of thermal characterization of parabolic trough receivers,“ *Energy Conversion and Management*, p. 107–115, Mai 2013.
- [14] K. Hennecke, „CSP - Technology Options to lower Costs,“ in *DII Joint Associated Partners' and Shareholders' Meeting*, Kassel, Deutschland, 2013.
- [15] P. Mark, P. Forman, C. Kämper, J. Schnell, S. Müller und J. Krummenacker, „Dünne Schalen aus Hochleistungsbeton als Parabolrinnenkollektoren,“ in *18. Kölner Sonnenkolloquium*, 2015.
- [16] T. Vogel, G. Oeljeklaus, K. Görner, J. Dersch und T. Polklas, „Hybridization of Parabolic Trough Power Plants with Natural Gas,“ *Energy Procedia*, p. 1238–1247, 2014.
- [17] D. Laing, „Nutzung von Wärmespeichern zur Integration erneuerbarer Energien,“ in *Beiträge städtischer Verteilnetze für die Energiesysteme der Zukunft*, Berlin, 2011.
- [18] M. Alguacil, C. Prieto, A. Rodriguez und J. Lohr, „Direct Steam Generation in Parabolic Trough Collectors,“ *Energy Procedia*, pp. 21-29, 2014.
- [19] M. Geyer, K. Hennecke und O. Goebel, „Project DISS (Direct Solar Steam) - Present Status and Future Planning,“ in *Sunlab Trough Roadmap Meeting*, 1999.
- [20] D. Krüger, J. Krüger, Y. Pandian, B. O'Connell, J. F. Feldhoff, R. Karthikeyan, S. Hempel, K. Muniasamy, T. Hirsch, M. Eickhoff und K. Hennecke, „Experiences with Direct Steam Generation at the Kanchanaburi Solar Thermal Power Plant,“ in *SolarPACES 2012*, Marrakesch, Marokko, 2012.
- [21] J. H. Peterseim, A. Tadros, U. Hellwig und S. White, „Increasing the efficiency of parabolic trough plants using thermal oil through external superheating with biomass,“ *Energy Conversion and Management*, p. 784–793, Januar 2014.
- [22] C. Lang und B. Lee, „Heat Transfer Fluid Life Time Analysis of Diphenyl

- Oxide/Biphenyl Grades for Concentrated Solar Power Plants,” *Energy Procedia*, p. 672–680, Mai 2015.
- [23] The Dow Chemical Company, *SYLTHERM 800 Silicone Heat Transfer Fluid - Product Information*, USA, 2001.
- [24] J. F. Feldhoff, K. Schmitz, M. Eck, L. Schnatbaum-Laumann, D. Laing, F. Ortiz-Vives und J. Schulte-Fischedick, „Comparative system analysis of direct steam generation and synthetic oil parabolic trough power plants with integrated thermal storage,” *Solar Energy*, p. 520–530, Januar 2012.
- [25] T. Ruegamer, H. Kamp, T. Kuckelkorn, W. Schiel, G. Weinrebe, P. Nava, K. Riffelmann und T. Richert, „Molten Salt for Parabolic Trough Applications: System Simulation and Scale Effects,” *Energy Procedia*, p. 1523–1532, 2014.
- [26] T. Richert, K. Riffelmann und P. Nava, „The Influence of Solar Field Inlet and Outlet Temperature on the Cost of Electricity in Molten Salt Parabolic Trough Power Plants,” *Energy Procedia*, p. 1143–1151, Mai 2015.
- [27] Archimede Solar Energy, „<http://www.archimedesolarenergy.it/>,” [Online]. Available: http://www.archimedesolarenergy.it/brochure_ase.pdf. [Zugriff am 1 Oktober 2015].
- [28] R. W. Bradshaw und N. P. Siegel, „Molten Nitrate Salt Development for Thermal Energy Storage in Parabolic Trough Solar Power Systems,” in *ASME 2008 2nd International Conference on Energy Sustainability collocated with the Heat Transfer, Fluids Engineering, and 3rd Energy Nanotechnology Conferences*, 2008.
- [29] Coastal Chemical Co., L.L.C., „HITEC ® Heat Transfer Salt,” [Online]. Available: <http://stoppingclimatechange.com/MSR%20-%20HITEC%20Heat%20Transfer%20Salt.pdf>. [Zugriff am 2 Oktober 2015].
- [30] B. T. Seubert, A. K. Vogel, T. P. Fluri und W. J. Platzer, „Freeze Protection Strategies for Molten Salt Parabolic Trough Solar Fields using Residual Heat of Thermocline Storages,” in *International Conference on Concentrating Solar Power and Chemical Energy Systems*,, 2015.
- [31] A. Maccari, D. Bissi, G. Casubolo, F. Guerrini, L. Lucatello, G. Luna, A. Rivaben, E. Savoldi, S. Tamano und M. Zuanella, „Archimede Solar Energy molten salt parabolic trough demo plant: a step ahead towards the new frontiers of

- CSP,“ *Energy Procedia*, p. 1643–1651, Mai 2015.
- [32] R. Cipollone, A. Cinocca und A. Gualtieri, „Gases as working fluid in parabolic trough CSP plants,“ *Procedia Computer Science*, p. 702–711, 2013.
- [33] R. Cipollone, A. Cinocca und A. Gualtieri, „A New Conversion Section for Parabolic Trough - Concentrated Solar Power (CSP-PT) Plants,“ *Energy Procedia*, p. 61–70, 2014.
- [34] N. Boerema, G. Morrison, R. Taylor und G. Rosengarten, „Liquid sodium versus Hitec as a heat transfer fluid in solar thermal central receiver systems,“ *Solar Energy*, p. 2293–2305, September 2012.
- [35] H. E. Reilly und G. J. Kolb, „An Evaluation of Molten-Salt Power Towers Including Results of the Solar Two Project,“ United States, 2001.
- [36] S. K. Verma und A. K. Tiwari, „Progress of nanofluid application in solar collectors: A review,“ *Energy Conversion and Management*, p. 324–346, August 2015.
- [37] Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V., Institut für Solarforschung, „greenius User Manual,“ [Online]. Available: http://freegreenius.dlr.de/images/greeniusdata/Greenius-Manual_4_1.pdf. [Zugriff am 2 Oktober 2015].
- [38] W. Dahmen und A. Reusken, *Numerik für Ingenieure und Naturwissenschaftler*, Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2008.
- [39] W. Vogt, *Zur Numerik Nichtlinearer Gleichungssysteme (Teil 2)*, Illmenau, 2004.
- [40] A. M. Collier, A. C. Hindmarsh, R. Serban und C. S. Woodward, *User Documentation for kinsol v2.7.0*, Center for Applied Scientific Computing, Lawrence Livermore National Laboratory, 2011.
- [41] The Dow Chemical Company, *DOWTHERM A Heat Transfer Fluid - Product Technical Data*, USA: The Dow Chemical Company, 1997.
- [42] D. Kearney, U. Herrmann, P. Nava, B. Kelly, R. Mahoney, J. Pacheco, R. Cable, N. Potrovitza, D. Blake und H. Price, „Assessment of a Molten Salt Heat Transfer Fluid in a Parabolic Trough Solar Field,“ *Journal of Solar Energy Engineering*, pp. 170-176, 08 Mai 2003.
- [43] Solar Milenium AG, „Die Parabolrinnen-Kraftwerke Andasol 1 bis 3,“ [Online].

Available:

http://www.solarmillennium.de/includes/force_download.php?client=1&path=upload/Download/Technologie/Andasol1-3deutsch.pdf. [Zugriff am 2 Oktober 2015].

- [44] W. Dahmen und A. Reusken, in *Numerik für Ingenieure und Naturwissenschaftler*, Berlin, Heidelberg, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2008, p. 165.

